

7. **Грибкова, В. П.** Приближенное решение дифференциальных уравнений с помощью асимптотических полиномов / В. П. Грибкова, С. М. Козлов // Дифференциальные уравнения. – 2012. – Т. 48, № 2. – С. 264–274.

8. **Грибкова В. П.** Решение сингулярного интегро-дифференциального уравнения с помощью асимптотических полиномов / В. П. Грибкова, С. М. Козлов // Дифференциальные уравнения. – 2013. – Т. 49, № 9. – С. 1150–1159.

9. **Грибкова, В. П.** Решение одного сингулярного интегрального уравнения с помощью асимптотических полиномов / В. П. Грибкова, С. М. Козлов // XI Белорусская математическая конференция: тез. докл. Междунар. науч. конф. Минск, 5–9 ноября 2012 г. – Минск, 2012. – Ч. 3. – С. 7–8.

10. **Грибкова, В. П.** Приближенное решение одного уравнения теории крыла методом асимптотических многочленов / В. П. Грибкова, С. М. Козлов // Наука и техника. – 2012. – № 5. – С. 78–86.

REFERENCES

1. **Kalandia, A. I.** (1973) *Mathematical Methods for Elasticity Theory*. Moscow, Nauka. 303 p. (in Russian).

2. **Khubezhdy, Sh. S.,** Plieva, L. Yu., & Besaeva, Z. V. (2011) About Quadrature Formulas for Singular Integrals with Weight Functions. *Vladikavkazsky Matematichesky Zhurnal* [Vladikavkaz Mathematical Journal], 13 (2), 56–62 (in Russian).

3. **Gribkova, V. P.,** & Kozlov, S. M. (2011) Uniform Approximations Based on the Chebyshev Polynomial. *Matematicheskie Metody v Tekhnike i Tekhnologiiakh – MMTT-24: Sbornik Trudov XXIV Mezhdunarodnoi Nauchnoi Konferentsii* [Mathematical Methods in Engineering and

Technology – MMTT-24: Proceedings XXIV International Conference]. Penza, 1, 31–36 (in Russian).

4. **Gabdulhaev, B. G.** (1980) *Optimal Approximations for Solution of Linear Problems*. Kazan: Publisher University of Kazan. 232 p. (in Russian).

5. **Natanson, I. P.** (1949) *Constructive Theory of Functions*. Moscow; Leningrad, Gostekhizdat. 688 p. (in Russian).

6. **Gribkova, V. P.** (2013) *Efficient Methods of Uniform Approximations Based on the Chebyshev Polynomial*. Moscow, Sputnik. 209 p. (in Russian).

7. **Gribkova, V. P.,** & Kozlov, S. M. (2012) Approximate Solution of Differential Equations with the Help of Asymptotic Polynomial Function. *Differentsial'nye Uravneniia* [Differential Equations], 48 (2), 264–274. doi: 10.1134/S0012266112020103.

8. **Gribkova, V. P.,** & Kozlov, S. M. (2013) Solution of Singular Integro-Differential Equation with the Help of Asymptotic Polynomial Function. *Differentsial'nye Uravneniia* [Differential Equations], 49 (9), 1150–1159. doi: 10.1134/S0012266113090103.

9. **Gribkova, V. P.,** & Kozlov, S. M. (2012) Solution of one Singular Integral Equation with the Help of Asymptotic Polynomial Function. *XI Belorusskaia Matematicheskaia Konferentsiia: Tez. Dokl. Mezhdunar. Nauch. Konf.* [International Scientific Conference “XIth Belarusian Mathematical Conference” (BMC-XI): Abstracts of Reports]. Minsk, Part 3, 7–8 (in Russian).

10. **Gribkova, V. P.,** & Kozlov, S. M. (2012) Approximate Solution of One Equation for Wing Theory While Using Method of Asymptotic Polynomial Function. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 5, 78–86 (in Russian).

Поступила 27.02.2014

УДК 519.876

К МЕТОДИКЕ ПОВЫШЕНИЯ АКТИВНОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКИ

МИКУЛИК Т. Н., докт. техн. наук РЕЙЗИНА Г. Н.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: greizina@gmail.com

Изучены условия виброзащиты системы «оператор – сиденье» транспортного средства (тракторов семейства «Беларус»), проведены экспериментальные исследования вибронегруженности системы с учетом упругодемпфирующих характеристик, комфортности оператора. В результате установлен диапазон частот колебаний системы, плохо переносимый оператором, так как последний находится в зоне собственных частот колебаний внутренних органов человека. Проведено исследование влияния физиологических факторов оператора – частоты сердечных сокращений, вариационного размаха, амплитуды моды, индекса напряжения – на основе факторного эксперимента, получены корреляционные зависимости. Разработанная методика исследования алгоритмического обеспечения повышения активной виброзащиты системы «оператор – сиденье» подразумевает наличие математической модели системы, используемой для синтеза законов управления и выбора алгоритмов формирования сигналов физиологического состояния оператора. Составлена структурная схема алгоритма виброзащиты системы «водитель – сиденье – дорога».

В качестве математической модели возмущений внешней среды приняты гармонические синусоидальные и полигармонические возмущения со стороны силовой установки, а также используются дискретные алгоритмы, основанные на фильтрации белого шума с линейным фильтром и заданной корреляционной функцией. При гармоническом возбуждении системы «оператор – сиденье» сила, передаваемая амортизатором системе, а также оценка эффективности амортизации в виде коэффициента передачи силы и величины виброизоляции исчисляется в децибелах. Движение системы при возникающих в результате работы силовой установки вибрационных силах описывается рядом

Фурье. Реакция на ударное возбуждение системы, когда происходит конечное изменение скорости и количества движения, описывается кусочно-линейной функцией. Оценка качества виброзащитной системы определяется как отношение максимального передаваемого системой усилия к максимальному значению ударного возбуждения. Система поддержки принятия решений, т. е. управляющая система, состоит из двух контуров: первый организует работу с информацией, устанавливающей соотношения между множествами входных и выходных сигналов, второй, состоящий из блоков оценивания состояния и принятия решений, организует работу с качественной информацией.

Ключевые слова: активная виброзащита, функциональная диагностика, транспортное средство.

Ил. 1. Библиогр.: 10 назв.

TO METHODOLOGY FOR IMPROVEMENT OF ACTIVE VIBRO-PROTECTION WHILE USING FUNCTIONAL DIAGNOSTICS

MIKULIK T. N., REIZINA G. N.

Belarusian National Technical University

The paper investigates vibro-protection conditions for “operator-chair” system of a transport facility (“Belarus-tractor family”). Experimental research for the system vibroloading with due account of elastic shock-absorbing characteristics, operator’s comfortability. The paper has made it possible to determine a range of the system vibration frequency which is badly sustained by the operator because the last is located in the zone of natural frequency of human visceral organs vibrations. Influence of physiological operator’s factors – heartbeat rate, variational height, mode amplitude, stress index has been investigated on the basis of a factor experiment and correlation dependences have been obtained in the paper. The developed methodology for investigation of algorithmic provision pertaining to better active vibroprotection of the “operator-chair” system presupposes an availability of mathematical model used for synthesis of control laws and selection of algorithms for formation of signals on physiological operator’s state. Structural algorithm scheme for vibroprotection of “driver – seat – road” system has been drawn in the paper.

Harmonic sinusoidal and poly-harmonic disturbances from the side of a power unit and discrete algorithms based on filtration of white noise with a linear filter and prescribed correlation function have been accepted as a mathematical model for external environment disturbances. In case of harmonic excitation of “operator – chair” system a force transferred to the system by a shock-absorber and also shock-absorber efficiency evaluation in the form of force transmission coefficient and vibration insulation value are estimated at decibels. Fourier’s series describes motion of the system in case of vibration forces initiated by the operation of the power unit. Piecewise-linear function describes a reaction on impact excitation of the system when final change in speed and motion quantity occurs. Quality evaluation of the vibro-protection system is determined as ratio of maximum effort transmitted by the system to maximum value of impact excitation. Decision support system, in other words a controlling system, consists of two circuits: the first circuit organizes work with information forming correlations between great number of input and output signals and the second circuit consisting of blocks for state evaluation and decision-making organizes work with qualitative information.

Keywords: active vibro-protection, functional diagnostics, transport facility.

Fig. 1. Ref.: 10 titles.

Цель проводимых авторами исследований – повышение активной виброзащиты системы «оператор – сиденье» транспортного средства с использованием функциональной диагностики на основе разработки новых методов диагностирования, реализация которых обеспечит оперативное определение состояния системы «оператор – сиденье», предотвращение аварийных ситуаций. Для всестороннего анализа виброн нагруженности таких систем требуются методики, алгоритмы и современные системы поддержки принятия решений, позволяющие снизить виброн нагруженность на рабочем месте оператора (водителя).

Исходя из требований к комфортности в исследованиях учитывали как упругодемпфирующие характеристики подвески транспортного средства, так и физиологические свойства оператора в условиях вертикального движения

с переменным ускорением. Такие требования сводятся к тому, чтобы спектр колебаний в вертикальной плоскости не содержал бы частот определенного диапазона, плохо переносимых организмом человека. При движении транспортное средство колеблется в вертикальной плоскости с частотами в диапазоне от 0,5 до 30,0 Гц [1–4]. Неприятными для человека являются колебания с частотами от 0,5 до 12,0 Гц, поскольку в этом диапазоне лежат собственные частоты колебаний внутренних органов человека. Так, колебания с частотой до 3–5 Гц вызывают реакции вестибулярного аппарата, колебания с частотами от 3–5 до 11 Гц – резонансные колебания человеческого тела (голова, таз, брюшная полость, позвоночник). Колебания человека с частотами 11–45 Гц могут сопровождаться расстройствами некоторых внутренних органов. Серьезные изменения (вибра-

ционная болезнь) происходят при механических колебаниях с частотами более 45 Гц.

Влияние колебаний на важнейшую характеристику оператора (водителя) – безошибочность его действий и надежность управления – приводит к потере контроля над транспортным средством, что является причиной 70 % общего числа аварий. Однако из физиологии известно, что наиболее вредными и даже опасными для человека являются колебания с частотами 3–8 Гц. Считается, что для обеспечения приемлемой плавности хода транспортного средства подвеска должна обладать собственной частотой колебаний, близкой к частоте колебаний человека при ходьбе – 0,8–1,2 Гц [5–10], т. е. подвеска должна быть адаптирована к оператору.

При различных видах воздействия на оператора разработан показатель оценки ощущений человека-оператора по вибрационной мощности $W(\omega, \eta)$ с косинусоидальной z_c и синусоидальной z_s составляющими обобщенного вектора z_0 на основе скалярного произведения векторов приложенной силы $\bar{F}(t)$ и виброскорости \bar{v} :

$$W = \frac{1}{T} \int_0^T \bar{F}(t) \bar{v}(t) dt;$$

$$W(\omega, \eta) = 0,5 \sum_{\omega=\omega_n}^{\omega_k} \omega^2 (Bz_c^2 + Bz_s^2),$$

где ω_n, ω_k – рассматриваемый диапазон частот, Гц, действующих на систему поддрессирования сиденья водителя; η – демпфирование системы; B – матрица коэффициентов демпфирования.

Разработанный показатель $W(\omega, \eta)$ позволяет суммировать действия колебаний, происходящих с различными частотами, определить зависимость от частоты и демпфирования системы. Исследованы реакции системы «оператор – сиденье» на ударное, гармоническое и полигармоническое возбуждение. Рассчитаны значения максимальной амплитуды z_{\max} при: ударной нагрузке $P_0 = 50$ Н; $t = 0-20$ с; $\omega = 1,0$ Гц и $\omega = 3,0$ Гц. Величина $P_0 = 50$ Н рассматривается как наиболее часто встречающаяся, амплитуда колебаний в данном случае достигает 10 см.

С использованием коэффициента динамичности $K = |Z_{\max}| / |P_{\max}|$ (отношение усилия, передаваемого оператору (водителю), к максимальному значению ударного возбуждения) установлено, что система поддрессирования эффективна

(уменьшает ударное воздействие) при $K < 1$, собственная частота удовлетворяет неравенству $\omega_0 < \frac{\pi}{3t_0}$. Данному требованию отвечают упру-

гопластинчатые демпфирующие элементы, в которых рассеивание энергии осуществляется за счет пластического кручения металла.

Возникающие при работе силовой передачи полигармонические вибрационные силы, представленные рядом Фурье, вызывают колебания, неблагоприятно действующие на систему «оператор – сиденье» в диапазоне частот 25–100 Гц. Реакция системы от воздействия вынужденных колебаний силовой установки есть сумма реакций на отдельные гармонические колебания. Уравнение вертикальных колебаний имеет вид

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = \omega^2 \sum_{n=1}^{\infty} n^2 (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t),$$

где $a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos n\omega t dt$; $b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin n\omega t dt$ –

коэффициенты ряда Фурье; $f(t) = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \times \sin \frac{2\pi n}{T} t$ – возбуждающая сила.

Таким образом, для того чтобы подвеска была адаптированной, необходимы устройства, которые способны давать информацию водителю о его физиологическом состоянии с целью устранения аварийной ситуации. Технически такие задачи решает компьютерная система, дающая оператору (водителю) информацию о его физиологическом состоянии в конкретных дорожных условиях и предупреждающая его об опасности. Авторами предложено диагностировать состояние оператора (водителя) путем регистрации изменения характеристик его физиологического состояния в зависимости от внешних условий их анализа и выдачи предупреждающих сигналов по комплексу физиологических показателей в результате проверки их выхода в заранее установленный диапазон.

На основании теоретических и экспериментальных данных получено уравнение регрессии вибрационной мощности $Y_W(x)$

$$Y_W(x) = 28,375 + 0,125x_1 + 1,125x_2 - 0,625x_3 + 0,625x_4,$$

где x_1 – масса водителя (оператора), кг; x_2 – жесткость сиденья, Н/м; x_3 – коэффициент

демпфирования, Н·с/м; x_4 – возмущения со стороны дороги, м/с².

Определено влияние факторов x_1, x_2, x_3, x_4 на вибрационную мощность системы «оператор – сиденье», соответствующую предельно допустимому значению комфорта (средняя квадратическая величина отклонения $\ddot{z} = 1,63$ м/с², ГОСТ 12.1.012). Это позволило определить рациональные параметры системы поддрессоривания (сиденья) трактора «Беларус-3022ДВ»: коэффициент демпфирования 0,4–0,6 Н·с/м; жесткость подвески $3,5 \cdot 10^3$ Н/м; собственная частота с водителем 1,3 Гц, обеспечивающие допустимые значения амплитуды вертикальных

перемещений, равные 0,04–0,08 м, что соответствует ГОСТ 12.1.012.

Сущность стратегии оперативного диагностирования – одновременное использование в качестве первичной информации совокупности кинематических и физиологических параметров системы «оператор – сиденье», которые являются критериями оценки предельного состояния всей системы. Структурная схема алгоритма виброзащиты системы «водитель – сиденье – дорога» с учетом мониторинга физиологического состояния оператора изображена на рис. 1 (ЧСС – частота сердечных сокращений, ВР – вариационный размах, AM_0 – амплитуда моды, ИН – индекс напряжения).

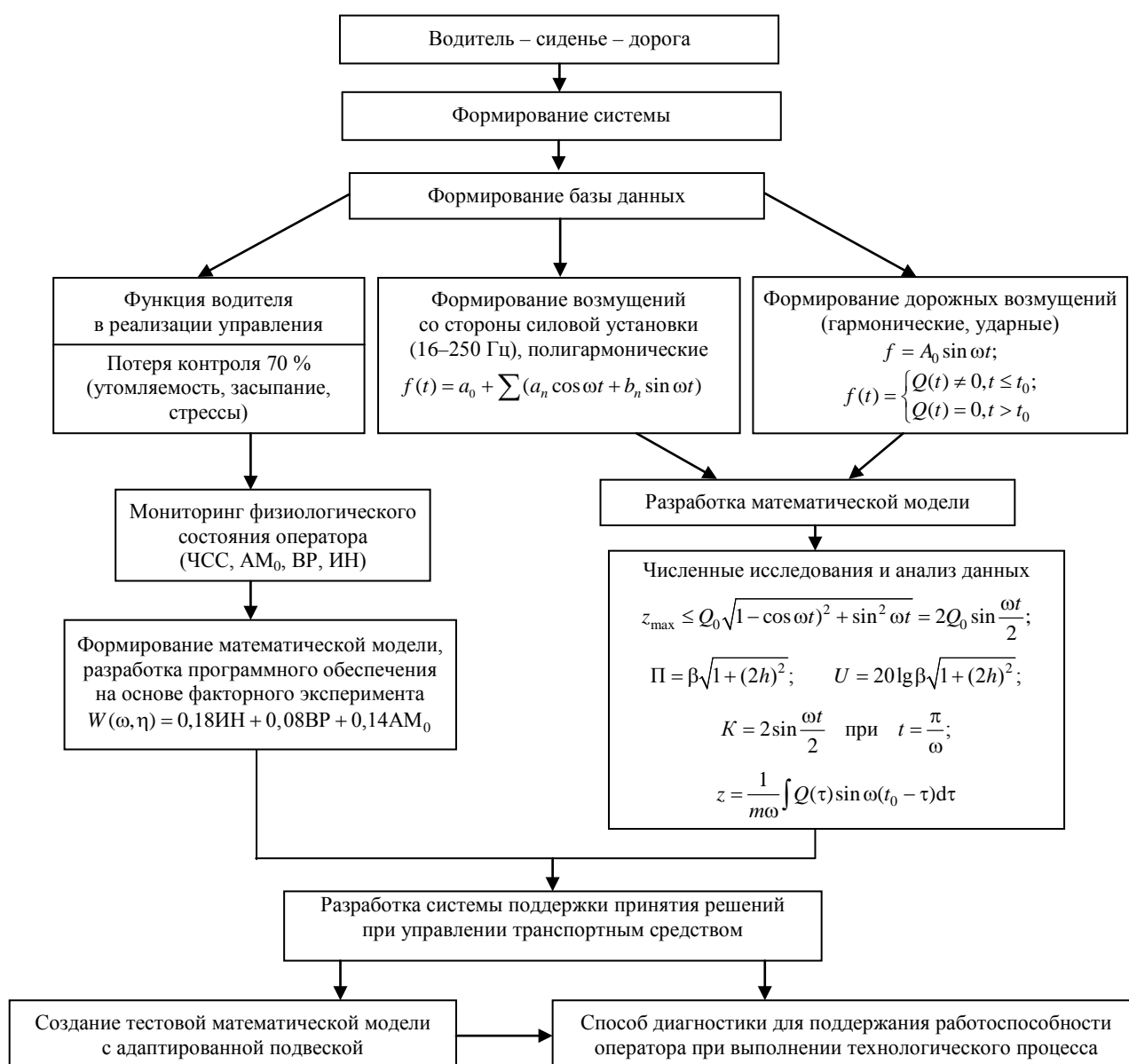


Рис. 1. Структурная схема алгоритма виброзащиты системы «водитель – сиденье – дорога»

Информационным сигналом для системы управления являются сигналы обратных связей по ИН оператора (водителя) или по виброускорению $\ddot{z}(t)$. Преобразуя эти сигналы в электрические, система управления вырабатывает сигнал управления, который воздействует на направляющий гидрораспределитель, регулируя поток рабочей жидкости. Назначение системы управления – автоматически, без вмешательства оператора (водителя) обеспечить плавность хода.

Методика определения состояния системы «водитель – сиденье – дорога»:

- системность подхода к определению технического состояния объекта диагностирования;
- выбор и обоснование диагностических параметров оператора (водителя);
- анализ статистических оценок;
- получение корреляционных зависимостей, характеризующих виброн нагруженность системы;
- идентификация состояния системы «оператор – сиденье» на основе методов управления.

ВЫВОД

Разработанная методика диагностирования и прогнозирования физиологического состояния оператора на основе биообратной связи позволяет снизить виброн нагруженность, обеспечить комфортность, предупредить аварийность ситуации при выполнении технологических операций.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Профессия** и здоровье: материалы VII Всерос. конгресса. – М.: Академия управления при Администрации Президента Российской Федерации, 2008. – 670 с.
2. **Савченко, В. В.** Методы и средства повышения эффективности функционирования операторов транспортных систем «человек – машина» / В. В. Савченко // Вестні НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2005. – № 2. – С. 9–37.
3. **Густомьясов, А. Н.** Оптимизация параметров регулируемой системы поддресоривания транспортных машин / А. Н. Густомьясов, В. А. Галашин, В. П. Бородин // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – № 5. – 185 с.
4. **Санитарные** правила и нормы по ограничению шума и вибраций на рабочих местах тракторов, сельскохозяйственных, мелиоративных, строительно-дорожных машин и грузового транспорта: СанПиН 11-08-94 // Сборник официальных документов по медицине труда и производственной санитарии. – Минск: Изд-во БГУ, 1994. – Ч. 1. – С. 75–83.
5. **Амельченко, Н. П.** Подвеска сиденья водителя колесного трактора / Н. П. Амельченко, В. А. Ким; под ред. И. С. Сазонова. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2006. – 180 с.
6. **Гурский, Н. Н.** Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. – Минск: БНТУ, 2008. – 296 с.
7. **Микулик, Т. Н.** Анализ колебаний виброзащитной системы при гармонических и полигармонических возбуждениях / Т. Н. Микулик // Вестник БНТУ. – 2011. – № 6. – С. 66–68.
8. **Рейзина, Г. Н.** Реализация алгоритма управления в системах поддресоривания транспортных средств / Г. Н. Рейзина, Т. Н. Микулик, Е. В. Коробко // Тепло- и массоперенос: сб. науч. трудов. – Минск: ИТМО имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2011. – С. 311–316.
9. **Микулик, Т. Н.** К системе поддержки работоспособности оператора на тракторах марки «Беларус» / Т. Н. Микулик, Г. Н. Рейзина // Наука и техника. – 2012. – № 2. – С. 53–55.
10. **Гурский, Н. Н.** Моделирование и оптимизация колебаний подвески автомобиля / Н. Н. Гурский, А. Кадер Карамі // Вестник БНТУ. – 2010. – № 1. – С. 44–46.

REFERENCES

1. **Health Profession.** Proceedings of the VII-th Russian Congress (2008). Moscow: Academy of Public Administration under the Aegis of the President of Russian Federation. 670 p. (in Russian).
2. **Savchenko, V. V.** (2005) Methods and Facilities for Higher Functioning Efficiency of “Man – Machine” System Operators. *Vestsi Natsyianal'nai Akademii Navuk Belarusi. Seryia. Fizika-tekhnichnykh Navuk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus], 2, 9–37 (in Russian).
3. **Gustomiasov, A. N., Galashin, V. A., & Borodin, V. P.** (1985) Optimization of Parameters for Regulated Springing System of Transport Machines. *Izvestiia Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [News of Higher Educational Institutions Mechanical Engineering], 5, 185 (in Russian).
4. **SanPiN 11-08-94** [Sanitary Rules and Norms]. Sanitary Rules and Norms on Limitation of Noise and Vibrations at Working Places of Tractors, Agricultural, Meliorative, Road-Building Machines and Cargo Transport. *Sbornik Ofitsial'nykh Dokumentov po Meditsine Truda i Proizvodstvennoy Sanitarii* [Collection of Official Documents on Occupational Medicine and Industrial Hygiene]. Минск: Publisher Belarusian State University, 1994. Part 1, 75–83 (in Russian).
5. **Amelchenko, N. P., Kim, V. A., & Sazonov, I. S.** (2006) *Wheel Tractor Driver's Seat Suspension*. Mogilev: Belarusian-Russian University. 180 p. (in Russian).
6. **Gursky, N. N., & Furunzhiev, R. I.** (2008) *Simulation and Optimization of Multiple-Bearing Machine Vibrations*. Минск: BNTU. 296 p. (in Russian).
7. **Mikulik, T. N.** (2011) Analysis of Vibro-Protection System Vibrations at Harmonic and Poly-Harmonic Excitations. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 6, 66–68 (in Russian).
8. **Reizina, G. N., Mikulik, T. N., & Korobko, E. V.** (2011) Realization of Control Algorithm in Springing Systems of Transport Facilities. *Heat- and Mass Transfer. Collection of Research Papers*. Минск: Institute of Heat- and Mass Transfer Named after A. V. Lykov NAS Belarus, 311–316 (in Russian).
9. **Mikulik, T. N., & Reizina, G. N.** (2012) To System for Sustaining Working Capability of “Belarus” Tractor Operators. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 2, 53–55 (in Russian).
10. **Gursky, N. N., & Kader Karami, A.** (2010) Simulation and Optimization of Automotive Suspension Vibrations. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 1, 44–46 (in Russian).

Поступила 14.07.2014