

УДК 621.87

**РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ СИСТЕМЫ
ВИБРОЗАЩИТЫ РАБОЧЕГО МЕСТА ОПЕРАТОРА ДОРОЖНОЙ
УБОРОЧНО-ПОДМЕТАЛЬНОЙ МАШИНЫ НА БАЗЕ ТРАКТОРА МТЗ-80**

И.А.Тетерина

ФГБОУ ВО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. В статье представлены результаты теоретических исследований, направленных на определение параметров системы виброзащиты рабочего места оператора дорожной уборочно-подметальной машины (ДУПМ). Теоретические исследования, проведенные на математической модели сложной динамической системы «возмущающие воздействия – машина – оператор», позволили установить зависимости между коэффициентами жесткости и вязкости упруговязких элементов подвесок кабины и кресла и уровнем динамических воздействий на рабочем месте оператора.

Ключевые слова: дорожная уборочно-подметальная машина, вибрация, эргономика, рабочее место оператора.

Введение

Динамические воздействия, возникающие во время эксплуатации строительно-дорожных машин (СДМ), являются причиной нарушения работы механизмов, а иногда досрочного выхода из строя всей машины. Эти воздействия представляют опасность не только для машины, но и для оператора. Поэтому решение задач повышения эффективности системы виброзащиты рабочего места оператора, на сегодняшний день, является задачей актуальной и до конца не решенной [1]. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили предположение о том, что существующая система виброзащиты рабочего места оператора ДУПМ на базе МТЗ-80 не справляется со своей задачей [2].

Вышеизложенное обозначило необходимость проведения теоретических исследований, направленных на изучение упруговязких свойств элементов подвесок кабины и кресла оператора, с целью определения их оптимальных параметров, которые позволили бы снизить уровень динамических воздействий на рабочем месте оператора ДУПМ.

Анализ влияния упруговязких элементов ДУПМ на уровень динамических воздействий на рабочем месте оператора

Анализ причин и источников динамических воздействий на оператора ДУПМ на базе МТЗ-80 показал, что одним из наиболее неблагоприятных режимов, с точки зрения эргономических показателей, является рабочий режим. ДУПМ на базе трактора МТЗ-80 применяют в коммунальном хозяйстве городов как для патрульной

скоростной снегоочистки в составе транспортной колонны, так и для одиночной уборки дорог, площадей и тротуаров от мусора и свежеевыпавшего снега. Функциональное назначение ДУПМ определяет главное место рабочего режима среди возможных режимов работы машины. Все вышесказанное объясняет выбор рабочего режима в качестве основного для проведения теоретических исследований.

Исследование влияния свойств упруговязких элементов подвесок кабины и кресла оператора ДУПМ на уровень динамических воздействий на рабочем месте, осуществлялось при различных режимах движения машины по различным дорожным покрытиям, со скоростью до 10 км/ч. Возмущающие воздействия, со стороны микрорельефа на элементы ходового оборудования, формировались с использованием стохастических моделей микрорельефа. Моделирование неровностей со стороны микрорельефа осуществлялось с помощью корреляционных функций [3,4].

Результаты исследования влияния параметров жесткости и вязкости элементов подвески кабины на уровень динамических воздействий на рабочем месте оператора

Фиксированными параметрами при проведении исследования были большие значения обобщенных координат, которые соответствовали положению элементов ДУПМ в рабочем режиме [5]. Коэффициенты жесткости элементов ходового оборудования, гидроцилиндров рабочих органов, элементов подвески кресла, соответствующие параметрам упругих элементов МТЗ-80, равны: $C_1=666 \cdot 10^3$ Н/м; $C_2=466 \cdot 10^3$ Н/м; $C_5=$

$20 \cdot 10^3$ Н/м; $C_6=20 \cdot 10^3$ Н/м; $C_7= 2 \cdot 10^3$ Н/м; $C_8=2 \cdot 10^3$ Н/м. Масса кабины ДУПМ равна 487 кг. Коэффициенты вязкости элементов ходового оборудования, гидроцилиндров рабочих органов, элементов подвески кресла, соответствующие параметрам упругих элементов МТЗ-80, равны: $b_1=2,57 \cdot 10^5$ Н·с/м; $b_2=1,99 \cdot 10^5$ Н·с/м; $b_5=5 \cdot 10^3$ Н·с/м; $b_6=5 \cdot 10^3$ Н·с/м; $b_7=10 \cdot 10^3$ Н·с/м; $b_8=10 \cdot 10^3$ Н·с/м.

Варьируемыми параметрами при проведении данного этапа исследования были: жесткость (C_3, C_4) и вязкость (b_3, b_4) элементов подвески кабины.

Цель этапа исследования: изучить влияние коэффициентов жесткости и вязкости элементов подвески кабины на

уровень динамических воздействий на полу кабины.

Коэффициенты жесткости элементов подвески кабины варьировались в диапазоне от $1 \cdot 10^3 \dots 3000 \cdot 10^3$ Н/м, а коэффициенты вязкости элементов подвески кабины – в диапазоне от $1 \cdot 10^3 \dots 500 \cdot 10^3$ Н·с/м.

Ниже приведены следующие примеры: на рисунке 1 представлена зависимость среднеквадратических значений виброускорения на полу кабины от жесткости элементов подвески кабины в рабочем режиме; на рисунке 2 представлена зависимость среднеквадратических значений виброускорения на полу кабины от вязкости элементов подвески кабины в рабочем режиме.

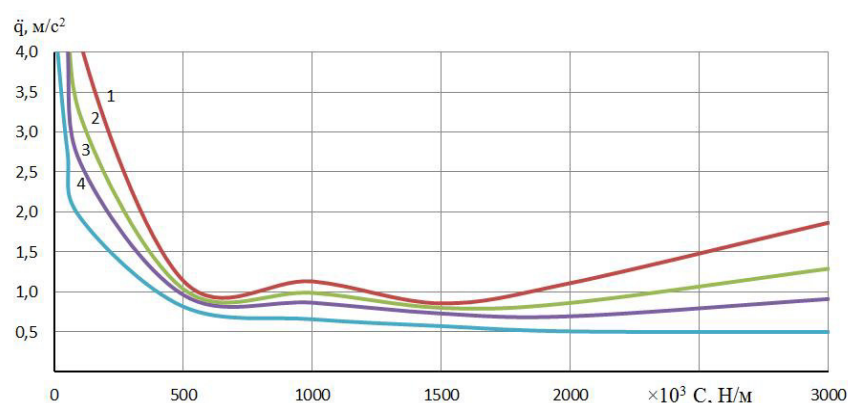


Рис. 1. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на полу кабины от жесткости элементов подвески кабины при вязкости:
1 – $b=10 \cdot 10^3$ Н·с/м; 2 – $b=50 \cdot 10^3$ Н·с/м; 3 – $b=100 \cdot 10^3$ Н·с/м; 4 – $b=250 \cdot 10^3$ Н·с/м

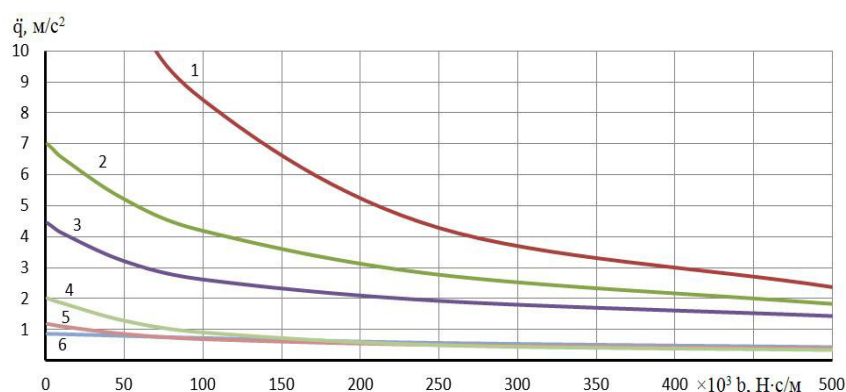


Рис. 2. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на полу кабины от вязкости элементов подвески кабины при жесткости: 1 – $C=5 \cdot 10^3$ Н/м; 2 – $C=50 \cdot 10^3$ Н/м; 3 – $C=100 \cdot 10^3$ Н/м; 4 – $C=1500 \cdot 10^3$ Н/м; 5 – $C=2000 \cdot 10^3$ Н/м; 6 – $C=3000 \cdot 10^3$ Н/м

Полученные зависимости показали, что уровень динамических воздействий на рабочем месте оператора зависит не только от жесткости элементов подвески кабины, но и от их вязкости. При увеличении коэффициента вязкости до $500 \cdot 10^3$ Н·с/м уровень динамических воздействий на полу

кабины снижается. При увеличении коэффициента жесткости до $1500 \cdot 10^3$ Н/м уровень динамических воздействий снижается и практически сохраняет полученные значения в интервале $1500 \cdot 10^3 \dots 3000 \cdot 10^3$ Н/м.

Как видно из представленных графиков, минимальные среднеквадратические значения виброускорения в исследуемом диапазоне отмечены при жесткости элементов подвески кабины $1200 \cdot 10^3 \dots 1800 \cdot 10^3$ Н/м; минимальные среднеквадратические значения виброускорения в исследуемом диапазоне при оптимальных значениях вязкости

отмечены в интервале $150 \cdot 10^3 \dots 500 \cdot 10^3$ Н·с/м.

Анализ полученных зависимостей (рис. 3) позволил сделать вывод, что при увеличении коэффициентов жесткости и вязкости в исследуемом диапазоне уровень динамических воздействий на рабочем месте оператора снижается.

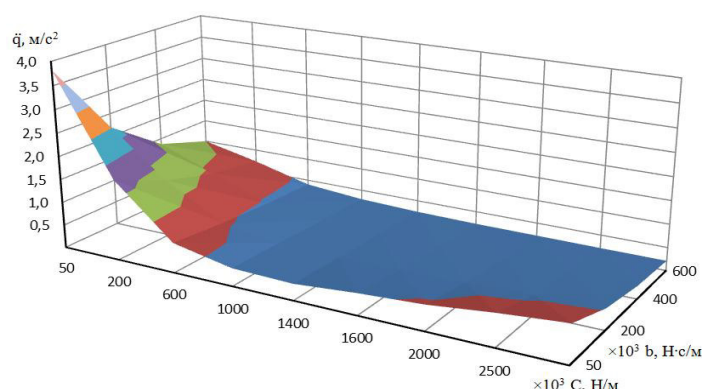


Рис. 3. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на полу кабины от вязкости и жесткости элементов подвески кабины

Значение коэффициентов жесткости при выборе параметров упругих элементов подвески кабины следует принимать в диапазоне $1200 \cdot 10^3 \dots 1800 \cdot 10^3$ Н/м. Значения коэффициентов вязкости могут быть выбраны из диапазона $200 \cdot 10^3 \dots 500 \cdot 10^3$ Н·с/м.

Результаты исследования влияния параметров жесткости и вязкости элементов подвески кабины на уровень динамических воздействий на кресле оператора

В ходе анализа результатов экспериментальных исследований было выдвинуто предположение о том, что упруговязкие элементы подвески кабины могут влиять не только на уровень

динамических воздействий на полу кабины, но и оказывать влияние на уровень динамических воздействий на кресле оператора [2].

Цель этапа исследования: изучить влияние параметров жесткости и вязкости элементов подвески кабины на уровень динамических воздействий на кресле оператора. На рисунке 4 представлена зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле оператора от жесткости элементов подвески кабины. На рисунке 5 представлена зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле оператора от вязкости элементов подвески кабины.

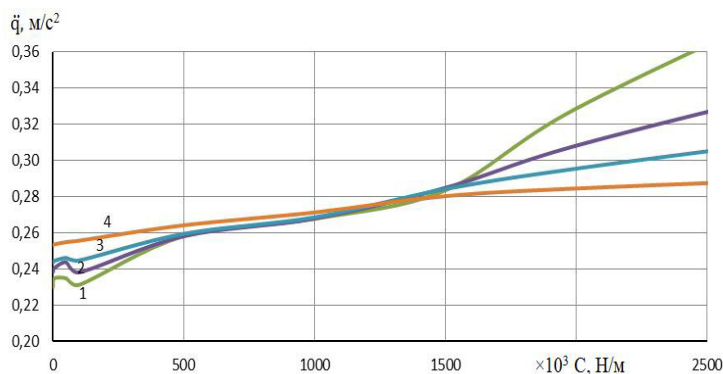


Рис. 4. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле оператора от жесткости элементов подвески кабины при вязкости:
1 – $b=10 \cdot 10^3$ Н·с/м; 2 – $b=50 \cdot 10^3$ Н·с/м; 3 – $b=100 \cdot 10^3$ Н·с/м; 4 – $b=200 \cdot 10^3$ Н·с/м;

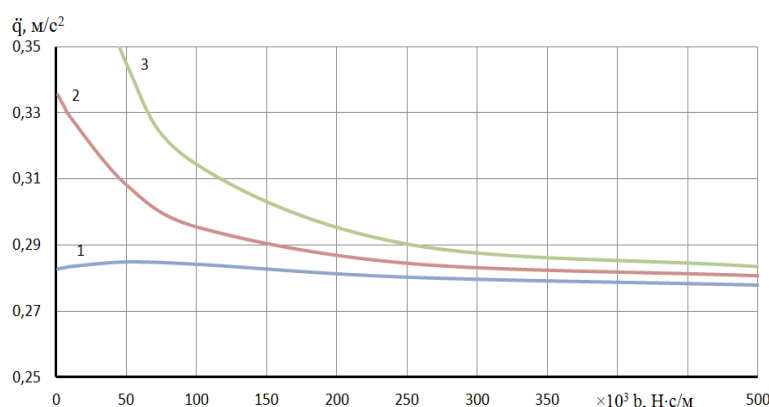


Рис. 5. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле оператора от вязкости элементов подвески кабины при жесткости:
1 – $C=1500 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; 2 – $C=2000 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; 3 – $C=3000 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$

Представленные выше расчетные зависимости подтверждают предположение о том, что коэффициенты жесткости и вязкости упруговязких элементов подвески кабины влияют на уровень динамических воздействий на кресле оператора.

Полученные зависимости позволили уточнить диапазон жесткости и вязкости элементов подвески кабины с учетом их влияния на уровень виброускорения не только на полу кабины, но и на кресле оператора.

Таким образом, для достижения минимальных значений виброускорения на рабочем месте оператора, жесткость элементов подвески кабины должна находиться в диапазоне $1300 \cdot 10^3 \dots 1500 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Вязкость элементов подвески кабины должна быть выбрана из диапазона $250 \cdot 10^3 \dots 500 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$.

Уровень динамических воздействий на кресле оператора определяется не только жесткостью и вязкостью элементов подвески кабины ДУПМ. В большей степени на него оказывают влияние коэффициенты жесткости и вязкости подвески кресла оператора. Это послужило обоснованием проведения теоретических исследований, направленных на изучение влияния коэффициентов вязкости и жесткости упруговязких элементов подвески кресла [6, 7].

Фиксированными параметрами при проведении данного этапа исследования были большие значения обобщенных координат, которые соответствовали положению элементов ДУПМ в рабочем режиме. Масса кресла, включая 75 % массы тела оператора, равна 100 кг. Коэффициенты

жесткости элементов ходового оборудования, гидроцилиндров рабочих органов, элементов подвески кабины, которые соответствовали параметрам упругих элементов МТЗ-80, равны: $C_1=666 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_2=466 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_3=666 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_4=10 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_6=20 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_7=0,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_8=0,2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Коэффициенты вязкости элементов ходового оборудования, гидроцилиндров рабочих органов, элементов подвески кресла, которые соответствовали параметрам упругих элементов МТЗ-80, равны: $b_1=2,57 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $b_2=1,99 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $b_3=8 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $b_4=8 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $b_6=5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $b_7=10 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $b_8=10 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$.

Варьируемыми параметрами при проведении данного этапа исследования были: жесткость (C_5) и вязкость (b_5) элементов подвески кресла.

Интервал варьирования был определен на основе анализа предшествующих работ и обзора существующих и перспективных конструкций подвесок кресел СДМ [4, 8]. Жесткость элементов подвески кресла варьировалась в диапазоне от $1 \cdot 10^3 \dots 80 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, а коэффициенты вязкости элементов подвески кресла – в диапазоне от $0,5 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$.

В качестве примера на рис. 6 представлена зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле от жесткости элементов подвески. На рисунке 7 представлена зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле от вязкости элементов подвески.

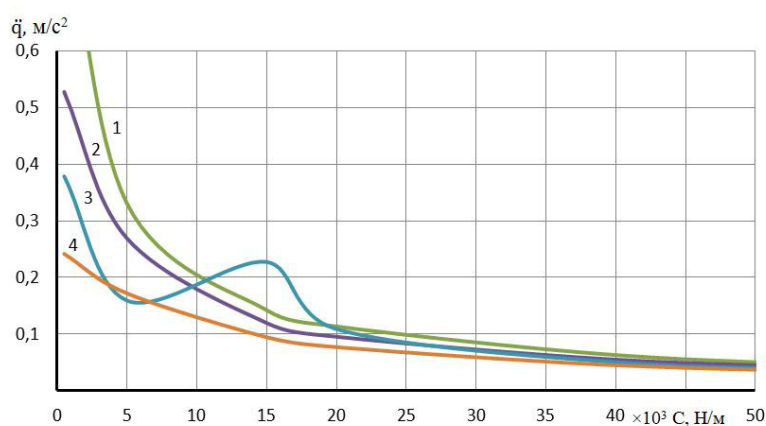


Рис. 6. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле оператора от жесткости подвески кресла при вязкости:
1 – $b=4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; 2 – $b=8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; 3 – $b=12 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; 4 – $b=20 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$

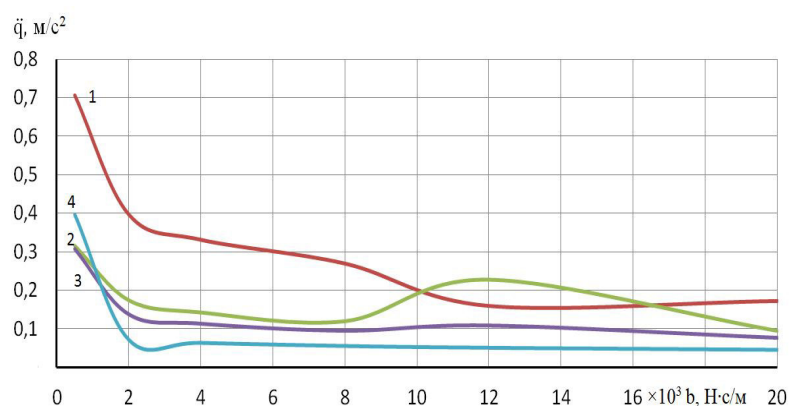


Рис. 7. Зависимость среднеквадратических значений виброускорения на кресле оператора от вязкости подвески кресла при жесткости:
1 – $C=5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; 2 – $C=20 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; 3 – $C=40 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; 4 – $C=80 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$

Проведенные исследования подтвердили предположение о том, что жесткость и вязкость элементов подвески кресла влияет на уровень динамического воздействия на кресле оператора. С увеличением жесткости элементов подвески кресла уровень динамического воздействия снижается в рассматриваемом диапазоне вязкости и жесткости.

Анализ полученных зависимостей позволил установить параметры вязкости и жесткости элементов подвески кресла. Жесткость упруговязких элементов подвески кресла следует выбирать из диапазона $20 \cdot 10^3 \dots 80 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Вязкость упруговязких элементов подвески кресла должна быть выбрана из диапазонов $7 \cdot 10^3 \dots 9 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ или $17 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.

Заключение

Проведенные теоретические исследования позволили определить параметры упруговязких элементов подвески

кабины и кресла оператора, при которых уровень динамических воздействий на рабочем месте достигает минимальных значений. Для достижения минимальных значений виброускорения на рабочем месте оператора, жесткость элементов подвески кабины должна находиться в диапазоне $1300 \cdot 10^3 \dots 1500 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Вязкость элементов подвески кабины должна быть выбрана из диапазона $250 \cdot 10^3 \dots 500 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$. Жесткость подвески кресла следует выбирать из диапазона $20 \cdot 10^3 \dots 80 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Вязкость упруговязких элементов подвески кресла должна быть выбрана из диапазонов $7 \cdot 10^3 \dots 9 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$ или $17 \cdot 10^3 \dots 20 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$.

Библиографический список

1. Корчагин, П.А. Снижение вибронегативности рабочего места оператора автогрейдера на базе ЗТМ-82 / П.А. Корчагин, И.А. Чакурин // Вестник СибАДИ. – 2009. – №1 – С. 10-14.

2. Корчагин, П.А. Результаты экспериментальных исследований вибрационного воздействия на оператора дорожной уборочно-подметальной машины / П.А. Корчагин, И.А. Тетерина // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 2 – С. 52 – 57.
3. Вибрация в технике: справочник: В 6-ти т. / ред. В.Н. Челомей. Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
4. Щербаков, В.С. Снижение динамических воздействий на одноковшовый экскаватор: монография / В.С. Щербаков, П.А. Корчагин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2000. – 147 с.
5. Корчагин, П.А. Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия – машина – оператор» / П.А. Корчагин, И.А. Тетерина // Вестник СибАДИ. – 2015. – № 5. – С. 118 – 122.
6. Вибрация в технике: справочник: В 6-ти т. / ред. В.Н. Челомей. Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
7. Иванов, Н.И. Борьба с шумом и вибрацией на путевых строительных машинах / Н.И. Иванов – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
8. Тетерина И.А. Современные виброзащитные системы операторов строительно-дорожных машин / И.А. Тетерина // Развитие дорожно-транспортного и строительного комплексов и освоение стратегически важных территорий Сибири и Арктики: вклад науки: материалы Международной научно-практической конференции / СибАДИ. – Омск, 2014. – Кн. 2. – С. 243-247.

THE RESULTS THEORETICAL STUDY OF THE SYSTEM OF VIBRATION PROTECTION OF THE OPERATOR OF THE ROAD SWEEPING MACHINES ON THE BASIS OF MTZ-80

I.A. Teterina

Abstract. The article presents the results of theoretical research aimed at determining the best parameters for the viscosity and stiffness of the cab suspension and seat. Theoretical studies of mathematical models of complex dynamic systems "disturbance – machine – operator" has allowed to establish the dependence between the coefficients of stiffness and viscosity of the viscoelastic suspension elements of the cabin and seats and the level of dynamic effects in the workplace of the operator.

Keywords: road sweeping machine, theoretical studies of dynamic systems, vibration, ergonomics, workplace of the operator.

References

1. Korchagin P.A., Chekurin I. A. Snizhenie vibronagruzhennosti rabocheho mesta operatora avtogrejdera na baze ZTM-82 [Reduction of the vibrations of a workplace of the operator of the motor grader on the basis of ZTM-82] *Vestnik SibADI*, 2009, no. 1. Pp. 10-14.
2. Korchagin P.A., Teterina I.A. Rezul'taty jeksperimental'nyh issledovanij vibracionnogo vozdeystvija na operatora dorozhnoj uborochno-podmetal'noj mashiny [Experimental Results of the vibration exposure on the operator of the road cleaning-sweeping machines]. *Vestnik SibADI*, 2015, no 2. pp. 52 – 57
3. Chelomey V.N. *Vibracija v tehnike: spravochnik* [Vibration in engineering Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 456 p.
4. Shcherbakov V.S., Korchagin P.A. Snizhenie dinamicheskikh vozdeystvij na odnokovshovyj jeksavator [Reduction of dynamical effects on single-bucket excavator]. Omsk: Publishing house SibADI, 2000. 147 p.
5. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaja model' slozhnoj dinamicheskoy sistemy vozmushhajushhie vozdeystvija – mashina – operator [Mathematical model of complex dynamical system disturbance – machine – operator]. *Vestnik SibADI*, 2015, no. 5. pp. 118 – 122.
6. Chelomey V.N. *Vibration in engineering: Handbook* [Vibracija v tehnike: spravochnik]. M.: Mashinostroenie, 1981. 456 p.
7. Ivanov N.I. *Bor'ba s shumom i vibraciej na putevyh stroitel'nyh mashinah* [Noise and vibration limit construction vehicles]. Moscow, Transport, 1987. 223 p.
8. Teterina I.A. Sovremennye vibrozashhitnye sistemy operatorov stroitel'no-dorozhnyh mashin [Modern vibration isolation system operators of road construction machinery]. *Razvitie dorozhno-transportnogo i stroitel'nogo kompleksov i osvoenie strategicheski vazhnyh territorij Sibiri i Arktiki: vklad nauki: materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii*, SibADI. Omsk, 2014. pp. 243-247.

Тетерина Ирина Алексеевна (Россия, г. Омск) – аспирантка кафедры «Механика», ФГБОУ ВО «СибАДИ» (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: teterina_ia@sibadi.org).

Teterina Irina Alekseevna (Russian Federation, Omsk) – graduate student of the department Mechanics of the Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira Ave., 5, email: teterina_ia@sibadi.org).