

УДК (УДК) 621.877.3

МЕТОДИКА ОПТИМИЗАЦИИ НЕЛИНЕЙНЫХ ЖЕСТКОСТНОЙ И
ДЕМПФИРУЮЩЕЙ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯMETHOD OF OPTIMIZING NONLINEAR STIFFNESS AND DAMPING
CHARACTERISTICS OF A VIBRATION PROTECTION SEAT SYSTEMКорытов М.С., Кашапова И.Е., Щербаков В.С.
Korytov M.S., Kashapova I.E., Sherbakov V.S.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russia)

Аннотация. Проблемы вибраций, возникающих при работе наземных машин, актуальны. Для защиты операторов от вибраций используются системы виброизоляции сидений. Целью исследования являлась разработка методики оптимизации нелинейных характеристик виброзащитной системы сиденья оператора с одной поступательной степенью свободы в вертикальном направлении. Использовалась математическая модель виброзащитной системы с нелинейными жесткостной и демпфирующей характеристиками. Функции силы жесткости и коэффициента демпфирования виброзащитной системы описывались двухточечными сплайнами Эрмита. Для кинематического возбуждения движения системы использовались синусоидальные колебания основания сиденья с амплитудой, медленно возрастающей от нуля до максимального значения. Амплитуда колебаний основания, при которой абсолютное ускорение сиденья достигает предельного значения, определенного санитарными нормами, названа амплитудой выхода. На основе амплитуды выхода, для каждого значения частоты колебаний основания определялось значение относительной амплитуды выхода. Последнее представляло собой отношение текущей амплитуды выхода, определенной для заданных значений параметров нелинейных характеристик сиденья, к максимальному значению амплитуды выхода, которое было достигнуто на всей совокупности сочетаний исследуемых значений параметров нелинейных характеристик сиденья. Для оценки эффективности виброзащитной системы использовалась в качестве критерия сумма относительных амплитуд выхода основания на всех исследуемых низких частотах в диапазоне до четырех Герц. Для каждой комбинации параметров, описывающих нелинейные жесткостную и демпфирующую характеристики, и для каждого значения частоты из исследуемого диапазона, определялась амплитуда выхода основания. Рассчитывались относительные амплитуды выхода. Суммировались значения относительных амплитуд выхода по всем исследуемым частотам с дискретностью в одну десятую Герца. Оптимизация характеристик виброзащитной системы сиденья позволила на примере ограниченного диапазона параметров методом полного перебора повысить

Abstract. The problems of vibrations arising during the operation of ground machines are relevant. Seat vibration isolation systems are used to protect operators from vibrations. The purpose of the study was to develop a methodology for optimizing the nonlinear characteristics of a vibration protection system for an operator's seat with one translational degree of freedom in the vertical direction. A mathematical model of a vibration protection system with nonlinear rigidity and damping characteristics was used. The functions of the stiffness force and damping coefficient of the vibration protection system were described by two-point Hermite splines. To kinematically excite the movement of the system, sinusoidal oscillations of the seat base were used with an amplitude slowly increasing from zero to a maximum value. The amplitude of the base vibrations, at which the absolute acceleration of the seat reaches the limit value determined by sanitary standards, is called the output amplitude. Based on the output amplitude, for each value of the base oscillation frequency the value of the relative output amplitude was determined. The latter was the ratio of the current output amplitude, determined for given values of the parameters of the nonlinear characteristics of the seat, to the maximum value of the output amplitude, which was achieved over the entire set of combinations of the studied values of the parameters of the nonlinear characteristics of the seat. To assess the effectiveness of the vibration protection system, the sum of the relative amplitudes of the base output at all studied low frequencies in the range of up to four Hertz was used as a criterion. For each combination of parameters describing the nonlinear stiffness and damping characteristics, and for each frequency value from the range under study, the amplitude of the base output was determined. Relative output amplitudes were calculated. The values of the relative output amplitudes were summed up for all frequencies under study with a resolution of one tenth of a Hertz. Optimization of the characteristics of the seat vibration protection system made it possible, using the example of a limited range of parameters using an exhaustive search method, to increase the value of the complex optimization criterion by more than 3.5 times. The work may be of interest to developers of vibration protection systems for operator seats.

значение комплексного критерия оптимизации более чем в три с половиной раза. Работа может представлять интерес для разработчиков виброзащитных систем сидений операторов.

Ключевые слова: вибрация, виброзащитный, силовая характеристика, демпфирование.

Дата получения статьи: 18.11.2025
Дата принятия к публикации: 12.12.2025
Дата публикации: 25.03.2026

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Кашапова Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

Щербakov Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Keywords: vibration, vibration-protective, power characteristics, damping.

Date of manuscript reception: 18.11.2025
Date of acceptance for publication: 12.12.2025
Date of publication: 25.03.2026

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor, Department of Automobile transport, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Irina E. Kashapova – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0631-564X

Vitaliy S. Sherbakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

1. Введение

Проблемы вибраций в строительных и дорожных машинах остаются весьма актуальными. Потребность в защите операторов от вибраций в настоящее время увеличивается с ростом мощности и производительности наземных транспортно-технологических машин [1-3].

Вибрации вызываются взаимодействием с рабочей средой и опорной поверхностью рабочих органов и ходовых элементов машины соответственно. Они существенно сокращают срок службы узлов наземных транспортно-технологических машин и снижают эффективность их работы [4-6].

Для уменьшения вредного воздействия на операторов машин применяют системы виброизоляции и подавления вибраций. Улучшение виброизоляции достигается оптимизацией опор крепления кабины, а также пу-

тем использования виброзащитной подвески сиденья оператора [7].

Последнее направление является наиболее важным, поскольку сиденье является последним звеном в цепи виброзащиты, передающим воздействие непосредственно на оператора от других подвергающихся вибрации элементов машины [8].

Виброзащитные системы сидений в своих статических силовых характеристиках могут иметь участок квазиулевого жесткости. Согласно современным исследованиям, это обеспечивает минимальный уровень виброускорений при нахождении локальной координаты деформации сиденья внутри участка квазиулевого жесткости [9].

Активные виброзащитные системы сидений, обеспечивая большие возможности виброзащиты, требуют постоянного подвода внешней энергии, что зачастую обеспечивается электро-, гидро- или пневмоприводом.

Это увеличивает стоимость и снижает надежность активных систем виброзащиты [10].

Пассивные системы надежнее и долговечнее активных, неприхотливы, энергонезависимы. Поэтому в настоящей работе была поставлена задача провести исследование пассивной виброзащитной системы сиденья оператора с нелинейной статической силовой характеристикой, а также с нелинейной демпфирующей характеристикой, в диапазоне низких частот, в которых происходят наиболее существенные динамические воздействия на оператора со стороны сиденья [11, 12].

2. Постановка задачи

Расчетная схема виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины с переменными значениями коэффициентов жесткости и демпфирования приведена на рис. 1.

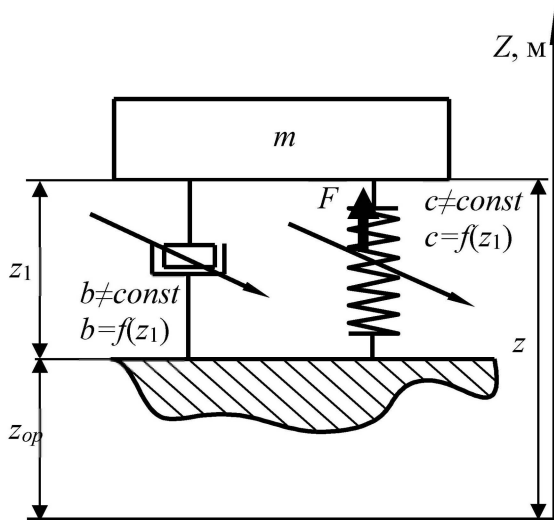


Рис. 1. Виброзащитная система сиденья оператора с нелинейными характеристиками жесткости и демпфирования

Между значениями абсолютной координаты сиденья в неподвижной системе координат z , координаты основания сиденья в той же системе координат z_{op} , и локальной координаты деформации виброзащитного механизма z_1 существует взаимосвязь (рис. 1):

$$z_1 = z - z_{op}. \quad (1)$$

Упругий элемент и демпфер модели обладают нелинейными характеристиками, которые позволяют вычислить значение переменной силы жесткости $F=f(z_1)$ и переменного коэффициента демпфирования $b=f(z_1)$ в зависимости от значения локальной координаты деформации виброзащитного механизма z_1 .

При вертикальных колебаниях сиденья на виброзащитной подвеске, уравнение динамики, выведенное на основе принципа Лагранжа-Даламбера, имеет вид [11]:

$$m \cdot \ddot{z} + b \cdot \dot{z}_1 + F = 0, \quad (2)$$

где m – виброзащищаемая масса сиденья с оператором.

Точками в (2) обозначены производные координат по времени.

Система (2) приводится в движение путем кинематического возбуждения, когда перемещения основания сиденья $z_{op}(t)$ заданы и не зависят от значений массы m , и ее координаты [11].

Необходимо предложить аналитические выражения и разработать методику оптимизации нелинейных жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы сиденья. Исследовать и оптимизировать параметры нелинейных зависимостей $F=f(z_1)$ и $b=f(z_1)$ из уравнения (2) по критерию максимизации амплитуд A_{opg} колебаний основания сиденья в заданном диапазоне низких частот, при которых достигаются максимально допустимые среднеквадратичные ускорения сиденья a_{sg} [13].

3. Разработка методики

Функция коэффициента жесткости, нелинейно зависящего от локальной координаты, в настоящей работе в целях упрощения решения задачи, была заменена непосредственно функцией силы жесткости $F=f(z_1)$.

Аналитическое описание функций как силы жесткости $F=f(z_1)$, так и коэффициента демпфирования $b=f(z_1)$, выполнялось при помощи двухточечных сплайнов Эрмита [14, 15]. В используемой модели они имели наивысшие производные второго порядка.

Применительно к силе жесткости F и коэффициенту демпфирования b аналитиче-

ские выражения двухточечных сплайнов Эрмита имели следующий вид [14, 15]:

$$F = \operatorname{sgn}(z_1) \cdot (s_{1F} \cdot |z_1|^5 + s_{2F} \cdot |z_1|^4 + s_{3F} \cdot |z_1|^3);$$

$$b = b_0 + s_{1b} \cdot |z_1|^5 + s_{2b} \cdot |z_1|^4 + s_{3b} \cdot |z_1|^3, \quad (3)$$

где s_{1F} , s_{2F} , s_{3F} , s_{1b} , s_{2b} , s_{3b} – постоянные коэффициенты, которые определяются значениями локальной координаты и первой производной функции в конечной точке сплайна Эрмита [14, 15]:

$$s_{1F} = -\frac{3\dot{F}_{\max} - \frac{6F_{\max}}{z_{1konF}}}{z_{1konF}^3}; \quad s_{2F} = \frac{7\dot{F}_{\max} - \frac{15F_{\max}}{z_{1konF}}}{z_{1konF}^3};$$

$$s_{3F} = \frac{10 \cdot F_{\max} - 4 \cdot z_{1konF} \cdot \dot{F}_{\max}}{z_{1konF}^3};$$

$$s_{1b} = -\frac{3 \cdot \dot{b}_{plus} - \frac{6 \cdot b_{plus}}{z_{1konb}}}{z_{1konb}^3}; \quad s_{2b} = \frac{7 \cdot \dot{b}_{plus} - \frac{15 \cdot b_{plus}}{z_{1konb}}}{z_{1konb}^3};$$

$$s_{3b} = \frac{10 \cdot b_{plus} - 4 \cdot z_{1konb} \cdot \dot{b}_{plus}}{z_{1konb}^3}, \quad (4)$$

где F_{\max} – значение силы F в правой точке сплайна $F=f(z_1)$; z_{1konF} – значение аргумента z_1 правой точки сплайна $F=f(z_1)$; b_0 – значение коэффициента b в левой точке сплайна ($z_1=0$); $b_{\max}=(b_{plus}+b_0)$ – значение коэффициента b в правой точке сплайна $b=f(z_1)$; b_{plus} – слагаемое функции $b=f(z_1)$ в правой точке; z_{1konb} – значение аргумента z_1 правой точки сплайна $b=f(z_1)$.

Одна из точек в сплайнах (3) будет иметь значение аргумента $z_1=0$. Вторая точка будет иметь положительное значение аргумента.

Наличие функции вычисления знака аргумента z_1 в выражении (3) позволяет вычислять значения $F=f(z_1)$ и $b=f(z_1)$ как в области положительных значений аргумента z_1 , так и в области его отрицательных значений.

Сила тяжести, действующая на реальный объект, не оказывает влияния на характер его колебаний относительно положения равновесия. Поэтому в дифференциальном уравнении (1) сила тяжести не учитывалась. В случае учета последней, в выражении статической силы F (3) необходимо добавление слагаемого с постоянным значением mg .

Функции $F=f(z_1)$ и $b=f(z_1)$ в точках $z_1=0$ имели нулевые значения первых производных.

Полный список параметров, описывающих форму жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы при задании их зависимостями (3), (4): b_0 , z_{1konF} , F_{\max} , z_{1konb} , b_{plus} , \dot{F}_{\max} , \dot{b}_{plus} .

Взамен абсолютных значений производных \dot{F}_{\max} и \dot{b}_{plus} в работе использовались безразмерные коэффициенты k_F и k_b , связанные с производными зависимостями:

$$\dot{F}_{\max} = k_F \cdot \frac{F_{\max}}{z_{1konF}}; \quad \dot{b}_{plus} = k_b \cdot \frac{b_{plus}}{z_{1konb}}. \quad (5)$$

Коэффициенты k_F и k_b в относительных, нормализованных координатах описывают форму кривых оптимизируемых характеристик $F=f(z_1)$ и $b=f(z_1)$, аналогично абсолютным значениям производных.

После замены указанных выше переменных, параметры системы, подлежащие оптимизации в настоящей работе, образовали следующий список: b_0 , z_{1konF} , F_{\max} , z_{1konb} , b_{plus} , k_F , k_b .

Из данного списка были исключены параметры z_{1konF} и z_{1konb} , которые принимали фиксированные значения $z_{1konF}=z_{1konb}=0.05$ м, исходя из ограничений, накладываемых на ход виброзащитной подвески сиденья по эргономическим соображениям.

В результате список оптимизируемых параметров имел вид: b_0 , F_{\max} , b_{plus} , k_F , k_b .

Для кинематического возбуждения колебаний динамической системы использовалось следующее выражение, представляющее собой временную зависимость координаты основания:

$$z_{op}(t) = A_{\max} \cdot \frac{t}{T_{kon}} \cdot \sin(w \cdot t), \quad (6)$$

где $w=2\pi f$ – угловая (круговая) частота колебаний основания сиденья, рад/с; f – частота колебаний основания сиденья, Гц; T_{kon} – конечное время моделирования отдельного переходного процесса, с; A_{\max} – максимальная амплитуда колебаний основания сиденья, достигаемая в конечный момент времени T_{kon} , м.

Для определения значений амплитуды колебаний основания A_{opg} , при которых достигается предельное максимально допустимое среднеквадратичное ускорение сиденья a_{sg} , использовалась описанная выше математическая модель (2), в которой амплитуда колебаний основания A_{opg} медленно возрастала согласно (6) с постоянной скоростью от нулевого значения в начальный момент времени, до максимального достаточно большого значения, при котором максимально допустимое среднеквадратичное ускорение сиденья a_{sg} гарантированно превышает.

Амплитуду колебаний основания A_{opg} , при которой, когда она медленно возрастает, максимально допустимое среднеквадратичное ускорение сиденья a_{sg} на данной частоте превышалось, обозначим Ao_{opg} и условимся называть ее амплитудой выхода основания.

Достижимое при этом значение амплитуды колебаний локальной координаты z_1 деформации виброзащитного механизма z_{1max} , которое при возрастании амплитуды колебаний основания также медленно возрастало, обозначим zo_{1max} и условимся называть этот показатель амплитудой выхода локальной координаты.

Для вектора значений частот колебаний основания сиденья $f=[0.1; 0.8; 1.0; 1.25; 1.6; 2; 2.5; 3.15; 4]$ Гц в [13] приведены соответствующие предельные максимально допустимые среднеквадратичные значения ускорений сиденья с оператором в вертикальном направлении: $a_{sg}=[0.71; 0.71; 0.63; 0.56; 0.50; 0.45; 0.40; 0.36; 0.32]$ м/с².

Амплитудные предельно допустимые согласно [13] значения ускорений массы сиденья с оператором определялись для гармонических синусоидальных колебаний по зависимости

$$A_{ag} = a_{sg} \sqrt{2}. \quad (7)$$

$$Ao_{max}(f) = \max \left(\left\{ Ao_{opg}(F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f) \mid f = \text{const} \right\} \right). \quad (8)$$

2. Используя вложенные циклы по параметрам $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$ аналогично п.1, с использованием полученного в предыдущем пункте вектора $Ao_{max}(f)$, для каждого исследованного сочетания значений $F_{max}, k_F, b_0,$

В настоящем исследовании частота f варьировалась от 0.1 до 4 Гц с шагом 0.1 Гц.

Для сравнения эффективности виброзащитных систем сиденья с различными силовыми и демпфирующими характеристиками, выполнялась обработка полученных значений амплитуд выхода основания $Ao_{opg}(F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b)$ и амплитуд выхода локальной координаты $zo_{1max}(F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b)$ по следующей методике.

1. Используя вложенные циклы по исследуемым параметрам $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$ соответственно, на множестве исследованных значений перечисленных параметров для каждого значения частоты f из рассматриваемого диапазона частот, определялось максимальное значение амплитуды выхода основания Ao_{max} . Как максимальный элемент из множества амплитуд выхода основания Ao_{opg} для разных значений параметров $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$.

Из рассмотрения в данном и последующих пунктах методики исключались при этом те сочетания $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$, при которых, хотя бы при одном значении f из рассматриваемого диапазона частот, в момент превышения амплитудой ускорения сиденья a предельно допустимого для данной частоты по стандарту значения a_{sg} , текущее значение амплитуды выхода локальной координаты zo_{1max} превышало z_{1konf} . Т.е., значение координаты z_1 в правой точке двухточечного сплайна $F=f(z_1)$ $z_{1konf}=0.05$ м выступало в качестве предельно допустимого для амплитуды выхода локальной координаты, достигаемой при достижении предельного максимально допустимого среднеквадратичного ускорения сиденья a_{sg} .

В результате формировался вектор максимальных значений $Ao_{max}(f)$ амплитуды выхода основания как функции частоты, по всей выборке исследованных значений параметров $F_{max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b$:

b_{plus}, k_b формировался вектор отношений амплитуды выхода основания Ao_{opg} , к максимальному по выборке значению амплитуды выхода основания Ao_{max} на соответствующей частоте f :

$$dAo(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f) = \frac{Ao_{opg}(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f)}{Ao_{\max}(f)}, \quad (9)$$

$$\forall (F_{\max} = \text{const}, k_F = \text{const}, b_0 = \text{const}, b_{plus} = \text{const}, k_b = \text{const}).$$

3. Для каждого исследованного сочетания значений F_{\max} , k_F , b_0 , b_{plus} , k_b определялась сумма значений вектора $dAo(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f_i)$ по всем исследованным частотам f_i :

$$S_{dAo}(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b) = \sum_{i=1}^n dAo(F_{\max}, k_F, b_0, b_{plus}, k_b, f_i). \quad (10)$$

Значения параметра S_{dAo} выступали в качестве критерия оптимизации исследуемых параметров F_{\max} , k_F , b_0 , b_{plus} , k_b .

4. Определялось оптимальное соотношение значений исследуемых параметров F_{\max} , k_F , b_0 , b_{plus} , k_b на всем их множестве, при котором критерий S_{dAo} принимал максимально возможное значение.

Физический смысл максимизации критерия S_{dAo} заключается в следующем. Более эффективная виброзащитная система сиденья оператора позволяет, при некотором фиксированном значении частоты колебаний основания сиденья f , достичь предельного максимально допустимого среднеквадратичного ускорения сиденья a_{sg} [13], при сравнительно большем значении амплитуды выхода колебаний основания Ao_{opg} .

При оценке эффективности виброзащитной системы интегральным показателем на всем исследуемом диапазоне частот, необходимо максимизировать сумму относительных амплитуд выхода основания по всем частотам (10).

4. Результаты экспериментов

Применение математического моделирования как базового метода исследования сложных динамических систем [16], позволило провести вычислительный эксперимент, результаты которого обрабатывались по изложенной выше методике.

Масса сиденья с оператором при проведении вычислительного эксперимента была фиксирована, и составляла $m=150$ кг. Варьируемые параметры жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы принимали значения: $F_{\max}=[500; 2000; 3500; 5000]$ Н; $k_F=[1; 1.5; 2; 2.5]$; $b_0=[10;$

343.333; 676.667; 1009.999] Н/(м/с); $b_{plus}=[0; 1000; 2000; 3000]$ Н/(м/с); $k_b=[1; 1.5; 2; 2.5]$.

Использовался метод полного перебора, рассматривались все возможные сочетания значений приведенных параметров. Для каждого из сочетаний $(F_{\max}; k_F; b_0; b_{plus}; k_b)$ рассматривалось 40 значений частоты в диапазоне $f \in [0.1; 4]$ Гц.

Общее число запусков моделирования, по 300 с модельного времени каждый, составляло $40 \cdot 4^5 = 40 \cdot 1024 = 40960$.

Результаты моделирования отдельного переходного процесса в качестве примера приведены на рис. 2.

При получении графиков временных зависимостей, приведенных на рис. 2, частота колебаний основания сиденья принимала фиксированное значение $f=2$ Гц. Параметры жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы также принимали фиксированные значения $F_{\max}=500$ Н; $k_F=2.5$; $b_0=10$ Н/(м/с); $b_{plus}=1000$ Н/(м/с); $k_b=2$.

В данном расчетном случае превышение амплитудой ускорения сиденья a_p предельного значения $a_{sg}=0.63639$ м/с² достигалось в момент времени переходного процесса 218.35 с. Амплитуда выхода основания составила при этом $Ao_{opg}=0.025475$ м, амплитуда выхода локальной координаты $zo_{1\max}=0.02804$ м.

На рис. 3, а, б приведены все исследованные жесткостные и демпфирующие характеристики виброзащитной системы соответственно, включая сочетания значения параметров характеристик, дающих максимум и минимум значения целевой функции. Оба варианта экстремальных по критерию S_{dAo} характеристик выделены жирными линиями.

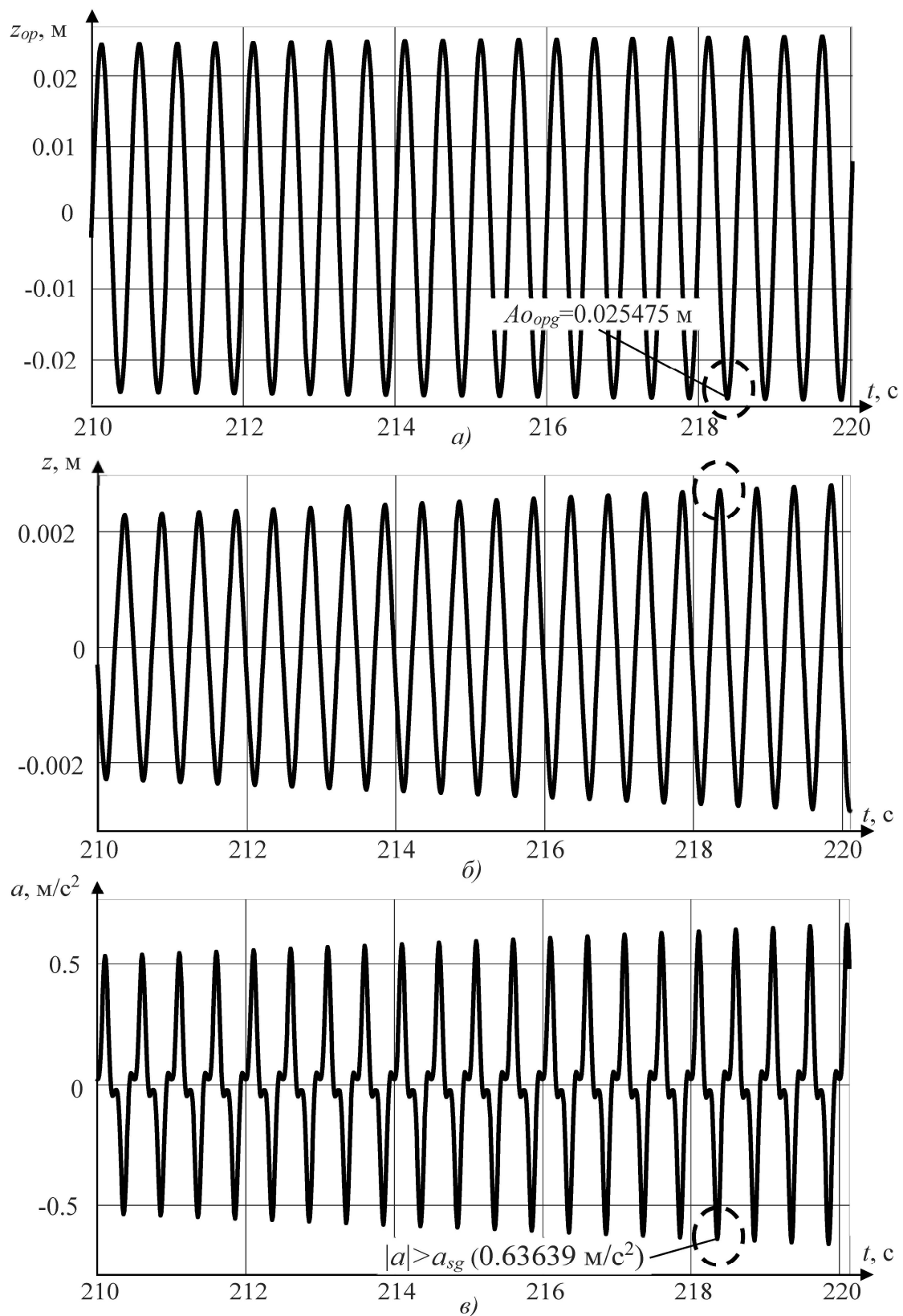


Рис. 2. Временные зависимости параметров виброзащитной системы при медленном возрастании амплитуды колебаний основания сиденья (пример): а) вертикальной координаты основания z_{op} ; б) вертикальной координаты сиденья z ; в) ускорения сиденья a

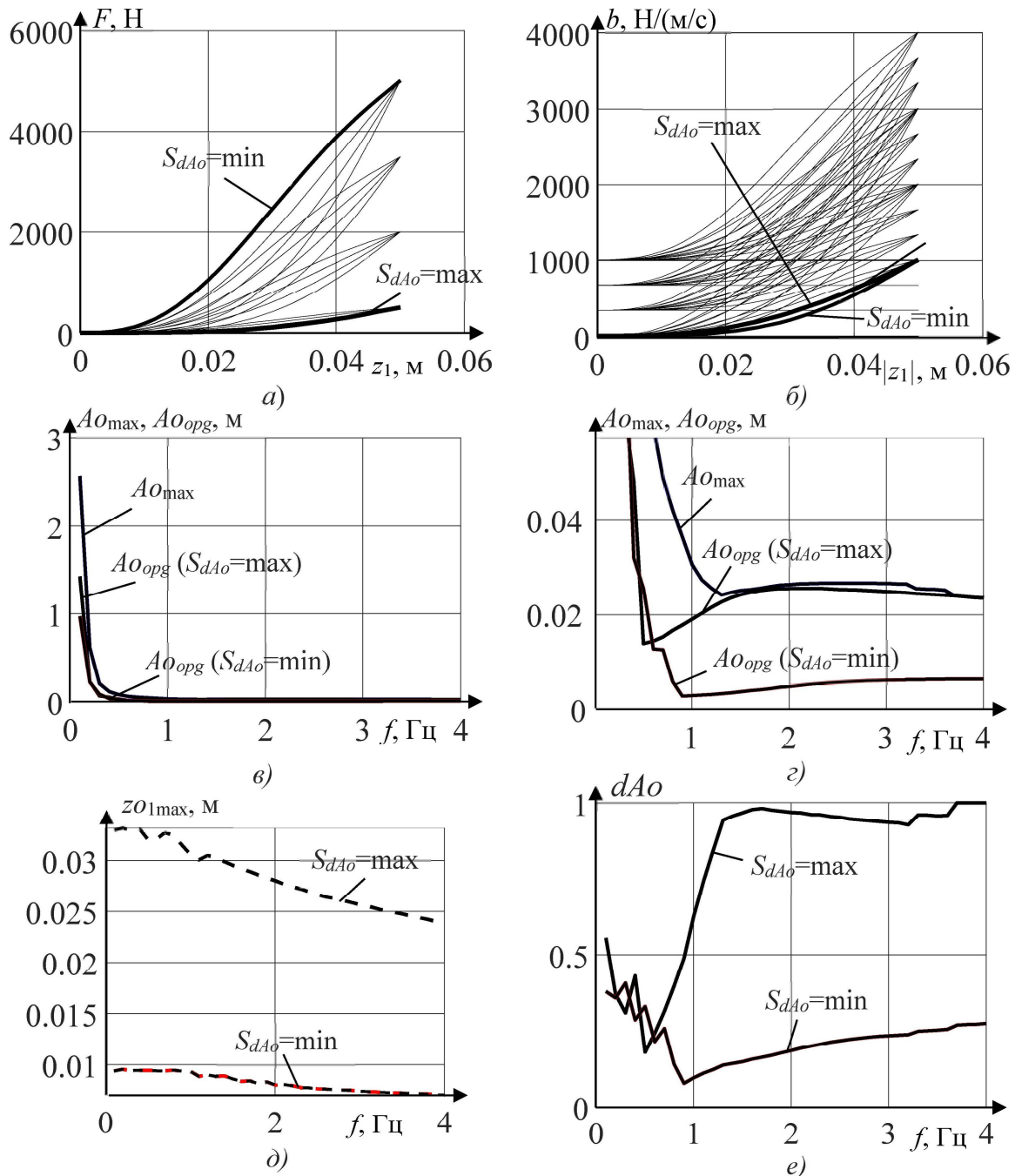


Рис. 3. Функциональные зависимости виброзащитной системы сиденья: исследованные жесткостные (а) и демпфирующие (б) характеристики; амплитуды выхода колебаний основания от частоты, в том числе максимальные по выборке (в, г); амплитуды выхода локальной координаты от частоты (д); отношения амплитуды выхода основания к максимальному по выборке значению амплитуды выхода основания (е)

На рис. 3, в, г приведены графики зависимостей максимальных значений $A_{o\max}$ амплитуды выхода колебаний основания от частоты f , а также амплитуды выхода колебаний основания A_{opg} для сочетаний параметров жесткостной и демпфирующей ха-

рактеристик, дающих максимум и минимум значения целевой функции.

На рис. 3, д приведены графики функциональных зависимостей амплитуды выхода локальной координаты $z_{01\max}$ от частоты, для сочетаний исследуемых параметров жесткостной и демпфирующей характеристик,

дающих максимум и минимум значения целевой функции.

На рис. 3, е приведены графики зависимостей от частоты значений элементов двух векторов $dAo(f)$, для сочетаний исследуемых параметров жесткостной и демпфирующей характеристик, дающих максимум и минимум значения целевой функции. Элементы $dAo(f)$ на рис. 3, е определялись по (9), как отношение амплитуды выхода основания Ao_{opp} , к максимальному по выборке значению амплитуды выхода основания Ao_{max} на соответствующей частоте f .

5. Заключение

Оптимизация значений исследуемых параметров, задающих нелинейные жесткостную и демпфирующую характеристики виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины, позволяет, только при рассмотрении методом полного перебора, в качестве примера, ограниченного диапазона изменения указанных параметров, повысить значения целевой функции более чем в 3.5 раза.

Это открывает возможность оптимизации виброзащитных систем сидений с нелинейными жесткостной и демпфирующей характеристиками с использованием разработанной математической модели.

Физический смысл использованного критерия оптимизации состоит в увеличении амплитуды колебаний основания, при которой достигается предельное по стандарту ускорение сиденья, суммарно на всем диапазоне рассматриваемых частот от 0.1 до 4 Гц, в которых происходят наиболее сильные динамические воздействия на оператора при перемещении машины по микрорельефу опорной поверхности.

В исследуемом диапазоне низких частот колебаний основания сиденья, виброзащит-

Определенные методом полного перебора по критерию $S_{dAo} \rightarrow \max$ значения исследуемых параметров жесткостной и демпфирующей характеристик виброзащитной системы составляли: $F_{max}=500$ Н, $k_F=2.5$, $b_0=10$ Н/(м/с), $b_{plus}=1000$ Н/(м/с), $k_b=2$. При этом значение критерия S_{dAo} определенного как сумма элементов вектора $dAo(f)$, составляло $S_{dAo}=32.419$.

Определенные по критерию $S_{dAo} \rightarrow \min$ значения исследуемых параметров составляли: $F_{max}=5000$ Н, $k_F=1$, $b_0=10$ Н/(м/с), $b_{plus}=1000$ Н/(м/с), $k_b=2.5$. При этом значение критерия составляло $S_{dAo}=8.805$.

ная система с сочетанием параметров $F_{max}=500$ Н, $k_F=2.5$, $b_0=10$ Н/(м/с), $b_{plus}=1000$ Н/(м/с), $k_b=2$ обеспечивает максимум значения целевой функции. Это система с минимальными значениями F_{max} , b_0 и максимальными значениями k_F .

Учитывая относительно большую продолжительность расчета отдельного переходного процесса продолжительностью 300 с на ПК средней производительности, и большое число сочетаний оптимизируемых параметров, которое составляет десятки и сотни тысяч, целесообразно при проведении дальнейших исследований в указанном направлении, разработать и применить математические модели, в которых конечное модельное время может быть уменьшено. Для этого целесообразно рассмотреть другие виды кинематического возбуждения движения основания сиденья, такие как импульсное или ступенчатое воздействия, или подобные им несимметричные виды воздействий, ограниченные во времени.

Работа может представлять интерес для исследователей, занимающихся вопросами разработки, проектирования и совершенствования виброзащитных систем сидений операторов наземных транспортно-технологических машин.

Список литературы

1. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // *Measurement Science and Technology*. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 327. No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Shapovalov V., Burakova M., Sayamova T., et al. Model optimization of the road construction machinery active working elements, operating in permafrost // *Transportation Research Procedia*. 2023. Vol. 68. P. 825–833. DOI: 10.1016/j.trpro.2023.02.116
6. Xankelov T., Hudaykulov R., Komilov S., et al. Application of a rheological model in the interaction of soil with the working body of a compaction machine // *Technical science and innovation*. 2024. Vol. 2024. No. 3. P. 15. DOI: 10.59048/2181-1180.1642
7. Han G., Kim K.D., Ahn D.V., et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration // *Journal of Biosystems Engineering*. 2023. Vol. 48. P. 69–78. DOI: 10.1007/s42853-022-00165-7
8. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a compara-

References

1. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. doi: <https://doi.org/10.1088/1361-6501/ad1814>
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. doi: 1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245–264. doi: 10.1631/jzus.A2100006
4. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1441, pp. 012097. doi: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097
5. Shapovalov V., Burakova M., Sayamova T., et al. Model optimization of the road construction machinery active working elements, operating in permafrost. *Transportation Research Procedia*, 2023, Vol. 68, pp. 825–833. doi: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.02.116>
6. Xankelov T., Hudaykulov R., Komilov S., et al. Application of a rheological model in the interaction of soil with the working body of a compaction machine. *Technical science and innovation*, 2024, No. 3, pp. 15. doi: 10.59048/2181-1180.1642
7. Han G., Kim K.D., Ahn D.V., et al. Comparative Analysis of Tractor Ride Vibration According to Suspension System Configuration. *Journal of Biosystems Engineering*, 2023, Vol. 48, pp. 69–78. doi: 10.1007/s42853-022-00165-7
8. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International journal of occupational safety and ergonomics: JOSE*, 2020, pp.

tive assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International journal of occupational safety and ergonomics : JOSE*. 2020. Pp. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154

9. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile // *International journal of mechanical sciences*. 2021. Vol. 189. P. 105938. DOI: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105938

10. Burian, Y.A., Sitnikov, D.V., Silkov, M.V., Belkov, V.N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. No. 1. Pp. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007

11. Кoryтов М.С. Моделирование вертикальных колебаний сиденья оператора с заданной силовой характеристикой / М.С. Кoryтов, В.С. Щербakov, Н.С. Галдин, И.Е. Кашапова // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2025. № 1. С. 75-84. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084

12. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping // *Archive of applied mechanics*. 2019. Vol. 89. No. 9. P. 1743-1759. DOI: 10.1007/s00419-019-01541-0

13. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями) : издание официальное : утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021 : введен 01.03.2021. Минюст России, 2021. 1029 с.

14. Shustov V.V. Approximation of functions by two-point Hermite interpolating polynomials // *Computational mathematics and mathematical physics*. 2015. Vol. 55. No. 7. Pp. 1077-1093. DOI: 10.1134/S0965542515040156

15. Korytov M.S., Shcherbakov V.S.,

1-10. doi: 10.1080/10803548.2020.1785154

9. Li M., Cheng W., Xie R. A quasi-zero stiffness vibration isolator using a cam mechanism with user-defined profile. *International journal of mechanical sciences*, 2021, Vol. 189, pp. 105938.

doi: 10.1016/j.ijmecsci. 2020.105938

10. Burian, Y.A., Sitnikov, D.V., Silkov, M.V., Belkov, V.N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 1791, No. 1, pp. 012007. doi: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Galdin N.S., Kashapova I.E. Modelirovanie vertikal'nykh kolebaniy siden'ya operatora s zadannoy silovoy kha-rakteristikoy [Modeling vertical oscillations of the operator's seat with a given force characteristic]. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2025, No.1, pp. 75-84. doi: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-075-084 (In Russian)

12. Liu Y., Xu L., Song C. et al. Dynamic characteristics of a quasi-zero stiffness vibration isolator with nonlinear stiffness and damping. *Archive of applied mechanics*, 2019, Vol. 89, No. 9, pp. 1743–1759. doi: 10.1007/s00419-019-01541-0

13. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями) : издание официальное : утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021 : введен 01.03.2021. Минюст России, 2021. 1029 с. (In Russian)

14. Shustov V.V. Approximation of functions by two-point Hermite interpolating polynomials. *Computational mathematics and mathematical physics*, 2015, Vol. 55, No. 7, pp. 1077-1093. doi: 10.1134/S0965542515040156

15. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics. *Journal of Physics: Confer-*

Titenko V.V., Pohekueva I.E. Vibration protection system with nonlinear elastic and damping characteristics // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791(1). Pp. 012015. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

16. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

† *ence Series*, 2021, Vol. 1791(1), pp. 012015.
† doi: 10.1088/1742-6596/1791/1/012015

† 16. Khimich A.V., Lagerev I.A. Issledovanie
† dinamicheskoyj nagruzhennosti mobiljnoj
† kanatnoj transportno-tekhnologicheskoyj
† mashin, razmethennoj na sklone [Study of
† the dynamic loading of a mobile rope transport
† and technological machine located on a slope].
† *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo go-*
† *sudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp.
† 159-164. doi: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-
† 159-164 (In Russian)