

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК
НА ИХ ДИНАМИЧЕСКОЕ ПОВЕДЕНИЕ****THE INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE SHOCK-ABSORBING SUSPENSION
OF POWER UNITS ON THEIR DYNAMIC BEHAVIOR**

Ключевые слова: силовые установки, системы подвески, резинометаллические элементы, динамика механических систем, математическое моделирование, численные методы.

Снижение уровня вибрации силовых установок направлено на увеличение надежности и долговечности деталей и узлов устройств. Применение в конструкции подвески таких агрегатов резинометаллических элементов позволяет существенно снизить динамическую нагруженность. Проектирование и расчет амортизирующих устройств являются сложной инженерной задачей. На стадии проектирования изучение и анализ динамических процессов, происходящих при работе силовых установок, имеет большое значение. В статье изложены результаты влияния упругих характеристик элементов подвески на динамическое поведение силовой установки. В качестве объекта исследования рассматривался дизель-генератор с системой подвески, включающей резиновые амортизаторы. Выявлен характер изменения динамического нагружения эле-

ментов в зависимости от коэффициентов жесткости амортизаторов.

Keywords: power units, suspension systems, rubber-metal elements, dynamic of mechanical systems, mathematical modeling, numerical methods.

Reducing the vibration level of power units is focused on increasing the durability and reliability of parts and assemblies of devices. The use of rubber-metal elements in the suspension system of such units may significantly reduce the dynamic loading. Designing shock absorbing devices is a complex engineering task. At the design stage, the study and analysis of dynamic processes occurring during the operation of power units is of great importance. The paper contains the results of research regarding the influence of elastic characteristics of suspension elements on dynamic behavior of the power unit. A diesel generator unit with a suspension system including rubber shock-absorbers was considered a research target. The nature of changes in the dynamic loading of elements depending on the stiffness coefficients of rubber pads was revealed.

Ковалёв Виталий Витальевич, к.т.н., доцент, каф. огневой и технической подготовки, Барнаульский юридический институт МВД России. Тел.: (3852) 379-353. E-mail: 89095020200@yandex.ru.

Kovalev Vitaly Vitalevich, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Chair of Firearms and Technical Training, Barnaul Law Institute of the Ministry of Internal Affairs of Russia. Ph.: (3852) 379-353. E-mail: 89095020200@yandex.ru.

Введение

Различного рода силовые установки как мобильные, так и стационарные (дизельгенераторы, компрессоры, насосы, вентиляторы и т.п.), являются источником широкого спектра колебательных процессов. Этим обуславливается высокая динамическая нагруженность, снижающая надежность и долговечность деталей и узлов конструкции. Немаловажным фактором также является вредное воздействие вибраций на операторов технологического оборудования. В настоящее время известны многие методы и средства снижения вибронгруженности, ряд из которых применяется ещё на стадии проектирования. Среди них следует выделить такие методы, как уменьшение уровня динамического возмущения непосредственно в источнике, применение вибродемпфирования, динамического

гашения колебаний, применение элементов активной и пассивной виброизоляции.

В данной работе рассматривается использование в качестве демпфирующих элементов резинометаллических амортизаторов. Применение резинометаллических элементов хотя и снижает уровень динамической нагруженности, однако в ряде случаев приводит к возникновению резонансных явлений. В контексте проектирования амортизирующих систем силовых установок снижения уровня воздействия резонансных колебаний [2] можно добиться, варьируя параметры опор. Поэтому разработка эффективных методов исследования колебательных процессов силовых установок на упругих опорах, позволяющих точно моделировать динамические процессы с их последующим анализом, является достаточно актуальной задачей.

Цель работы – выявить влияние параметров элементов системы подвески силовых установок на динамическую нагруженность.

Задачи исследований:

1) разработать математическую модель силовой установки на резиновых амортизационных опорах;

2) исследовать изменение динамической нагруженности силовой установки в зависимости от параметров подвески.

Основная часть

Основными конструктивными типами крепления силовой установки к основанию являются непосредственное крепление через резиновые опоры (однокаскадная амортизация) и крепление через промежуточную раму (двухкаскадная амортизация) [1]. Рассматриваемая в работе амортизирующая система выполнена по однокаскадной схеме. В качестве расчетного примера исследуется моделирование поведения ста-

ционарной дизель-генераторной установки типа ДГ-100-Т/400А (рис. 1).

Основные принципы моделирования данной задачи рассмотрены ранее в работе [1]. Представим исходный объект как одномассовую пространственную механическую систему с упругими связями, характеризующимися коэффициентами жесткости (рис. 2) [3]. В расчетах принимаются допущения, что диссипативные потери в резинометаллических опорах малы, а внешняя нагрузка задается как гармоническое воздействие за счет неуравновешенности подвижных деталей установки.

Пространственное положение исследуемого объекта в глобальной системе координат $OXYZ$ определяется координатами его центра масс (x , y и z) и углами поворота локальной системы координат относительно глобальной (φ_{xi} , φ_{yi} и φ_{zi}). Размещение опор описывается локальными координатами точек их крепления (X_a , Y_a и Z_a).

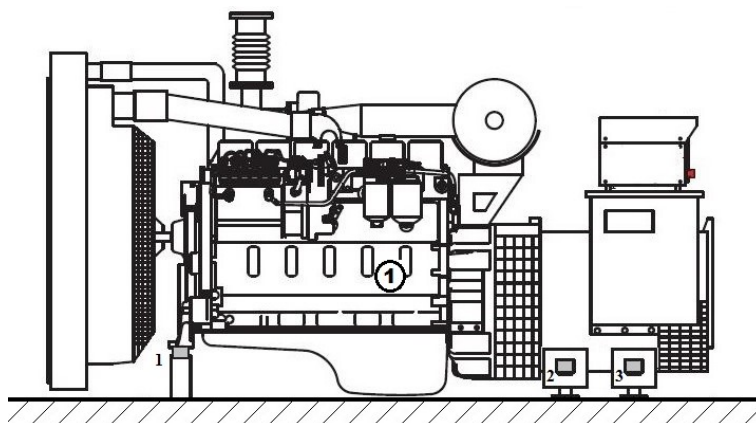


Рис. 1. Дизель-генераторная установка

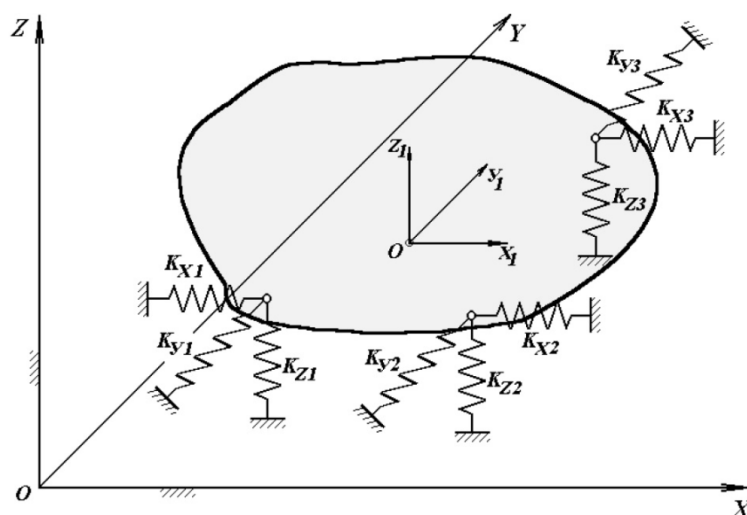


Рис. 2. Расчетная модель

Математическая модель динамического поведения приведенной выше пространственной задачи с упругими связями описывается системой дифференциальных уравнений соответственно числу степеней свободы ($n=6$):

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс;
 $[K]$ – матрица жесткости;
 $\{q\}$ – вектор обобщенных координат;
 $\{\ddot{q}\}$ – вектор обобщенных ускорений;
 $\{Q\}$ – вектор внешних сил.

Представим вектор обобщенных координат в следующем виде:

$$\{q\} = [X_i, Y_i, Z_i, \varphi_{xi}, \varphi_{yi}, \varphi_{zi}]^T. \quad (2)$$

Вектор внешних сил $\{Q\}$ образован компонентами, характеризующими неуравновешенность подвижных частей силовой установки, и представляет собой гармоническое воздействие в зависимости от частоты вращения вала установки.

Диагональная матрица масс содержит компоненты, характеризующие инерционные параметры объекта:

$$[M] = \text{diag} [m, m, m, J_x, J_y, J_z], \quad (3)$$

где m – масса силовой установки;

J_x, J_y, J_z – моменты инерции.

Формирование элементов симметричной матрицы $[K]$ зависит от коэффициентов жесткости опор и их расположения:

$$K_{11} = \sum_{i=1}^n k_{xi}, \quad K_{15} = \sum_{i=1}^n (k_{xi} Z_i),$$

$$K_{16} = - \sum_{i=1}^n (k_{xi} Y_i), \quad K_{22} = \sum_{i=1}^n k_{yi}, \quad K_{24} = - \sum_{i=1}^n (k_{yi} Z_i),$$

$$K_{26} = \sum_{i=1}^n (k_{yi} X_i), \quad K_{33} = \sum_{i=1}^n k_{zi}, \quad K_{34} = - \sum_{i=1}^n (k_{zi} Y_i),$$

$$K_{35} = \sum_{i=1}^n (k_{zi} X_i), \quad K_{44} = \sum_{i=1}^n (k_{yi} Z_i^2 + k_{zi} Y_i^2),$$

$$K_{45} = - \sum_{i=1}^n (k_{zi} X_i Y_i), \quad K_{46} = - \sum_{i=1}^n (k_{yi} X_i Z_i),$$

$$K_{55} = \sum_{i=1}^n (k_{xi} Z_i^2 + k_{zi} X_i^2), \quad K_{56} = - \sum_{i=1}^n (k_{xi} Y_i Z_i),$$

$$K_{66} = \sum_{i=1}^n (k_{xi} Y_i^2 + k_{yi} X_i^2),$$

$$K_{12} = K_{13} = K_{14} = K_{23} = K_{25} = K_{36} = 0 \quad (4)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений в данной работе использован метод конечных элементов с дискретизацией по времени (метод временных конечных элементов) [4, 5]. Применение этого метода обосновано

большой точностью при одинаковом размере конечного элемента по сравнению с другими численными методами решения задач динамики [6, 7]. Для реализации приведенного выше алгоритма использована среда программирования Borland Delphi 7.0. Разработанный программный комплекс позволяет вычислять динамические перемещения, скорости и ускорения на каждом шаге численного эксперимента. Аналогичный программный продукт, разработанный ранее, был использован для исследования более сложных моделей, таких как гусеничный движитель [7].

С применением программного комплекса было проведено теоретическое исследование стационарной силовой установки со следующими параметрами: масса $m = 2150$ кг, моменты инерции относительно осей локальной системы координат $J_x = 335,199$ кг·м², $J_y = 1280,303$ кг·м² и $J_z = 1098,610$ кг·м². Исходные значения коэффициентов жесткости: $K_x = 800$ кН/м, $K_y = 1800$ кН/м и $K_z = 2800$ кН/м. Значения координат крепления приведены в таблице 1.

Таблица 1
 Координаты размещения опор, мм

X_a	Y_a	Z_a
-1350	-370	-700
-1350	370	-700
-650	-370	-700
-650	370	-700
0	-370	-700
0	370	-700
850	-370	-700
850	370	-700

В ходе расчетов производилось изменение коэффициентов жесткости амортизаторов с заданным шагом, в результате чего получены расчетные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) в диапазоне частот внешнего воздействия 1-31 Гц (60-1860 об/мин.) (рис. 3). Приведенные диаграммы показывают, что увеличение значений коэффициентов жесткости приводит к смещению резонансных зон в рабочий диапазон. Эти меры ухудшают общую картину вибронгруженности. Из этого следует сделать вывод, что путем изменения только жесткостных параметров амортизирующего крепления не всегда возможно добиться желаемого снижения уровня динамической нагруженности.

Наиболее рациональный путь решения данной задачи – использование методов параметрической и структурной оптимизации, при этом снижение уровня динамической нагруженности достигается как вычислением рациональных значений жесткостных параметров, так и разработкой оптимальной схемы размещения опор.

Ранее автором была разработан алгоритм оптимизации механических систем с упругими связями, в качестве базовой основы для которого использовался комплексный метод Бокса [1, 6]. Программная реализация выполнена также в среде программирования Borland

Delphi 7.0. Для рассматриваемой конструкции получены следующие значения оптимальных параметров амортизирующего крепления (табл. 2). На рисунке 4 приводятся АЧХ силовой установки с исходными и оптимальными параметрами системы амортизации. Сравнительный анализ показывает, что резонансные режимы у силовой установки с оптимизированной конструкцией амортизационного крепления находятся вне рабочего диапазона внешнего воздействия, который для данной конструкции составляет 1000-1500 об/мин.

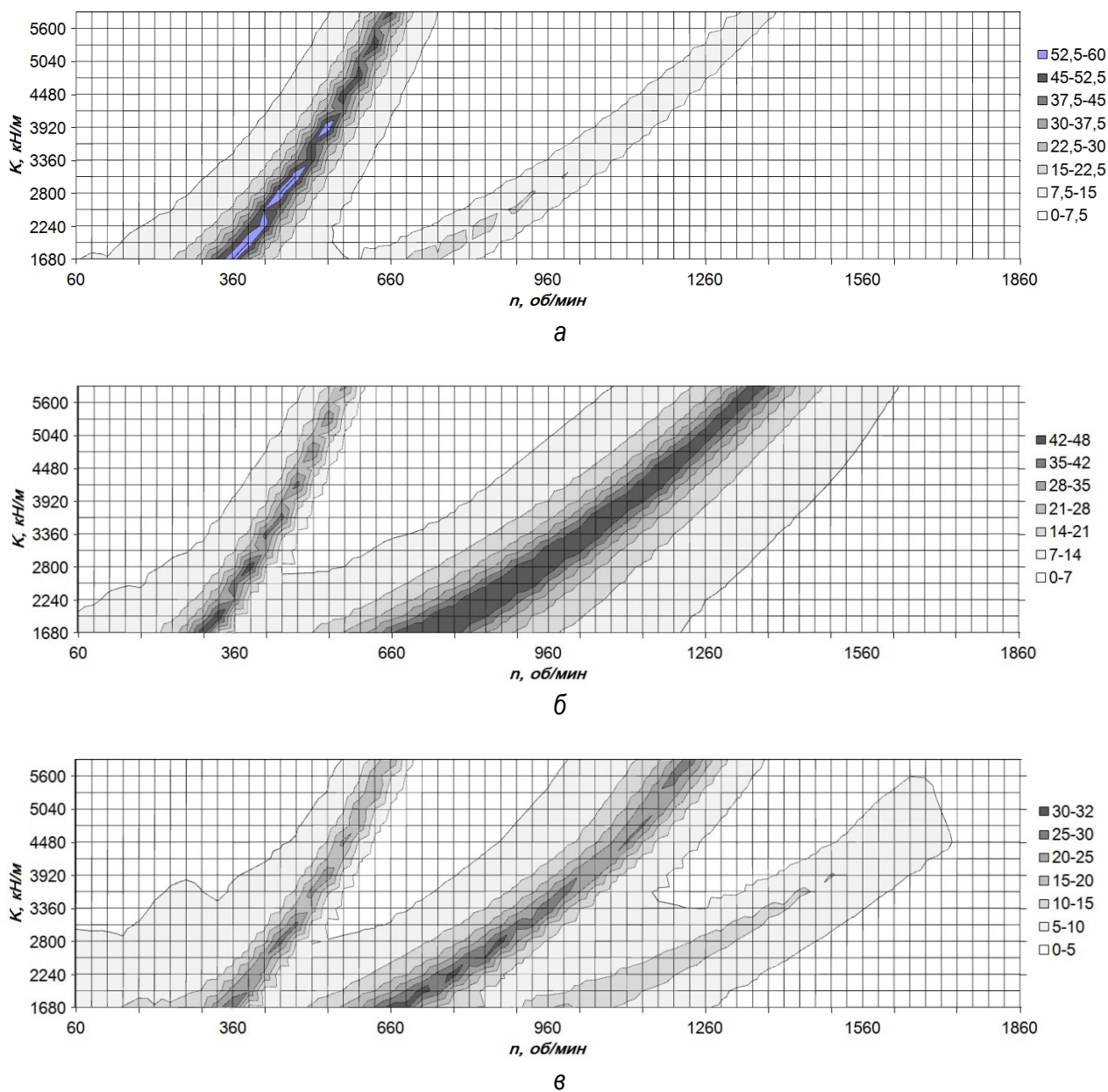


Рис. 3. Зависимость максимальных амплитуд перемещений от коэффициента вертикальной жесткости амортизаторов (мм): а – продольные перемещения; б – поперечные перемещения; в – вертикальные перемещения

Оптимальные значения параметров амортизирующего крепления

X_a , мм	Y_a , мм	Z_a , мм	K_z , кН/м
-950	-374	-560	1966
-950	374	-560	1966
-820	-365	-565	1993
-820	365	-565	1993
140	-360	-688	3170
140	360	-688	3170
845	-370	-600	2351
845	370	-600	2351

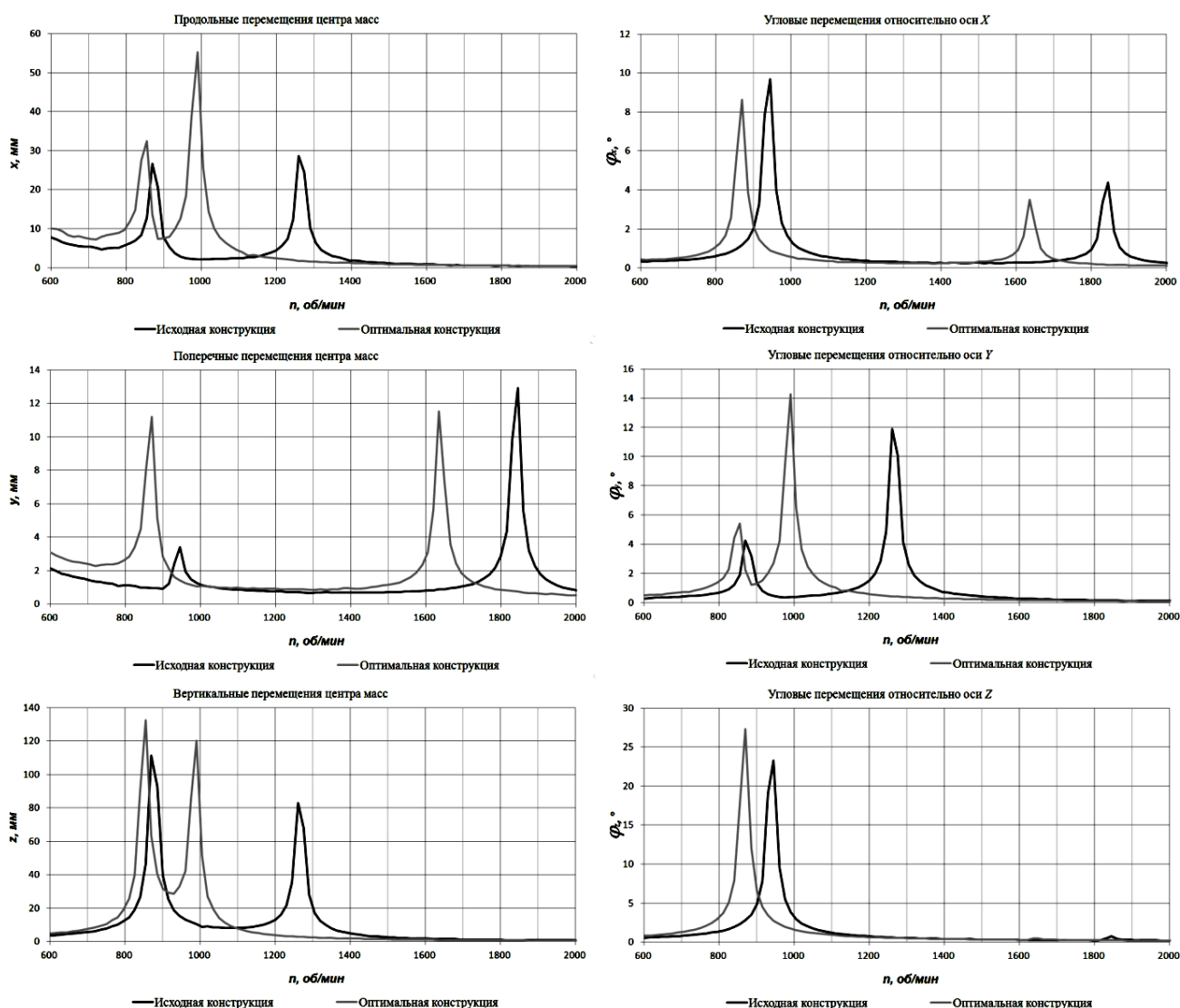


Рис. 4. АЧХ исходной и оптимальной конструкций

Выводы

1. Предложена методика, позволяющая оценить уровень динамических перемещений и динамической нагруженности элементов амортизации силовой установки при различных режимах.

2. Разработан программный комплекс на основе предложенной методики, позволяющий проводить исследования существующих и вновь проектируемых конструкций систем подрессоривания стационарных машин.

3. Проведены расчеты с последующим анализом влияния изменения параметров системы подвески (количество, схема размещения, параметры упругости) на динамическую нагруженность элементов с целью улучшения существующих конструкций.

4. На примере дизель-генераторной установки типа ДГ-100-Т/400А проведен оптимизационный расчет с целью снижения динамической нагруженности. В результате получены значения рациональных параметров жесткости и размещения резинометаллических опор, при которых резонансные зоны выводятся из рабочего диапазона частот вращения вала установки, что снижает общий уровень вибронгруженности.

Библиографический список

1. Вербилов, А. Ф. Оптимизация параметров подвески стационарных силовых установок / А. Ф. Вербилов, В. В. Ковалёв, А. Л. Новоселов. – Текст: непосредственный // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 205-208.

2. Сафаров, И. И. Влияние динамического гасителя на распределение областей параметрического резонанса вязкоупругих механических системы с периодически меняющейся жёсткостью / И. И. Сафаров, Н. Р. Кулмуратов, А. Рузимов // *Theoretical & Applied Science*. – 2019. – № 8 (76). – С. 1-6.

3. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – Москва: Машиностроение, 1985. – 472 с. – Текст: непосредственный.

4. Argyris, J.H., Scharpf, D.W. (1969). Finite Elements in Time and Space. *Nuclear Engineering and Design*. 10. 456-464. 10.1016/0029-5493(69)90081-8.

5. Howard G.F., Penny J.E. (1978). The accuracy and stability of time domain finite element solutions. *Journal of Sound and Vibration*. 61 (4): 585-595. 10.1016/0022-460X(78)90457-1.

6. Вербилов, А. Ф. Оптимизация параметров узлов ходовой части гусеничных машин с целью снижения их динамической нагруженности: диссертация на соискание ученой степени кандида-

та технических наук: 01.02.06 / Вербилов, А. Ф. – Барнаул, 2000. – 157 с. – Текст: непосредственный.

7. Вербилов, А. Ф. Влияние угловой и радиальной жесткостей резинометаллического шарнирного соединения гусеничного движителя на его динамическую нагруженность / А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев. – Текст: непосредственный // *Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока*. – 2011. – № 1. – С. 180-183.

References

1. Verbilov A.F., Kovalev V.V., Novoselov A.L. Optimizatsiya parametrov podveski statsionarnykh silovykh ustanovok // *Polzunovskiy vestnik*. – 2006. – No. 4. – S. 205-208.

2. Safarov I.I., Kulmuratov N.R., Ruzimov A. Vliyanie dinamicheskogo gasitelya na raspredelenie oblastey parametricheskogo rezonansa vyzkouprugikh mekhanicheskikh sistemy s periodicheski menyayushcheysya zhestkostyu // *Theoretical & Applied Science*. – 2019. – No. 8 (76). – S. 1-6.

3. Timoshenko S.P., Yang D.Kh., Uiver U. *Kolebaniya v inzhenernom dele*. – Moskva: Mashinostroenie, 1985. – 472 s.

4. Argyris, J.H., Scharpf, D.W. (1969). Finite Elements in Time and Space. *Nuclear Engineering and Design*. 10. 456-464. 10.1016/0029-5493(69)90081-8.

5. Howard G.F., Penny J.E. (1978). The accuracy and stability of time domain finite element solutions. *Journal of Sound and Vibration*. 61 (4): 585-595. 10.1016/0022-460X(78)90457-1.

6. Verbilov A.F. Optimizatsiya parametrov uzlov khodovoy chasti gusenichnykh mashin s tselyu snizheniya ikh dinamicheskoy nagruzhennosti: dis... kand. tekhn. nauk: 01.02.06. – Barnaul, 2000. – 157 s.

7. Verbilov A.F., Korostelev S.A. Vliyanie uglovoy i radialnoy zhestkostey rezinometallicheskogo sharnirnogo soedineniya gusenichnogo dvizhitelya na ego dinamicheskuyu nagruzhennost // *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dalnego Vostoka*. – 2011. – No. 1. – S. 180-183.

