

представлена на рисунке 3. Поскольку функция  $R1(f)$  на отрезке  $[0;1000]$  возрастает, то искомое значение длины прямой вставки  $f$  будет при условии  $R1(f) = 180$  м. Найдем его с использованием вспомогательной функции  $R2(f) = R1(f) - 180$ , график которой изображен на рисунке 4. Из графика заключаем, что корень уравнения  $R2(f) = 0$  приблизительно равен 10. Найдем его с использованием команды `root`.

$$f := 10, f_1 := \text{root}(R2(f), f), f_1 = 11.539. \text{ Проверка: } R2(11.539) = -8.527 \cdot 10^{-13}, L(f_1) = 1444.$$

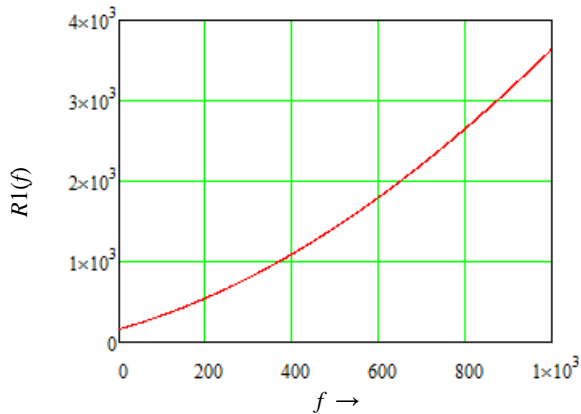


Рисунок 3 – График зависимости радиуса  $R_1$  от длины прямой вставки  $f$

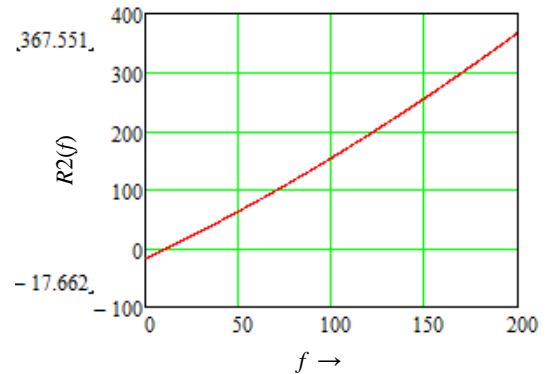


Рисунок 4 – График вспомогательной функции

Расчет соответствующих параметров петлевого разворота показывает, что траектория петли при данных условиях будет оптимальной, если длина прямой вставки  $f$  будет 11,54 м. При этом длина пути по петле составит 1444 м.

#### Список литературы

1 Головнич, А. К. Расчет основных параметров устройств на станции : учеб.-метод. пособие / А. К. Головнич, С. П. Новиков. – Гомель : БелГУТ, 2017. – 70 с.

УДК 629.4, 62.752, 621.534

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С УЧЕТОМ НЕУДЕРЖИВАЮЩИХ СВЯЗЕЙ

*А. И. ОРЛЕНКО, О. А. БУЛАВКО*

*Красноярский институт железнодорожного транспорта, Российская Федерация*

*А. В. ЕЛИСЕЕВ*

*Иркутский университет путей сообщения, Российская Федерация*

**Введение.** Динамике тяговых двигателей уделяется значительное внимание, как объекту, состояние которого во многом определяет надежность работы средств железнодорожного транспорта [1, 2].

В докладе предлагается метод построения математических моделей для систем с неударными связями. Рассматриваются возможности подхода оценки динамических свойств на основе определения условий граничного типа, когда реакция взаимодействия двух тел в контакте принимает нулевое значение. Развиваются обобщенные представления о безззорных взаимодействиях между составными элементами механической колебательной системы с упругими связями, в том числе с опорой на вибрирующую поверхность (рисунок 1). Получены аналитические формы граничных соотношений. Вводится понятие о полной, статической и динамической реакциях связи. Приведены графики зависимостей амплитуды колебания динамической реакции (линии 1–4) при различных параметрах колебания опорной поверхности в сравнении со статической реакцией (линия 5).

**I. Математическая модель взаимодействия.** В зависимости от параметров механической системы условие сохранения безззорного движения принимает вид

$$\sqrt{\frac{(m_2 k_1 \omega_1^2)^2 + (p_2 k_1 \omega_1)^2}{(k_1 - (m_1 + m_2) \omega_1^2)^2 + ((p_1 + p_2) \omega_1)^2}} \cdot A_1 < m_2 g + f_c, \quad (1)$$

где  $p_i$  – коэффициенты вязкого трения;  $k_i$  – коэффициенты жесткости;  $f_c$  – постоянная сила,  $m_i$  – массы элементов;  $\omega_1$ ,  $A_1$  – частота и амплитуда колебания поверхности.

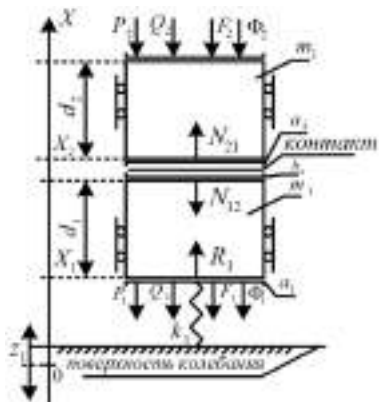


Рисунок 1 – Составное твердое тело на упругом колеблющемся основании  $Z_1$ :

$P_i$  – силы вязкого трения;  $Q_i$  – силы тяжести;  $F_i$  – постоянные силы;  $N_{12}$ ,  $N_{21}$  – полные контактные реакции

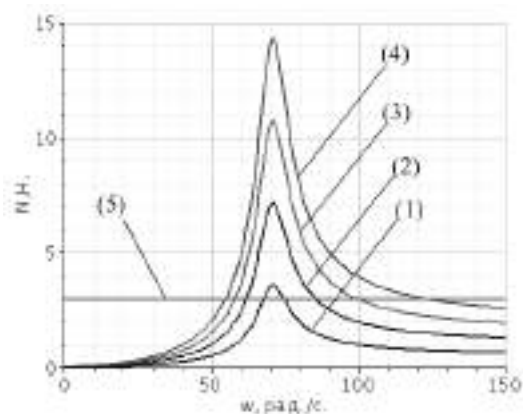


Рисунок 2 – Оценки амплитуды колебания динамической компоненты реакции:

1–4 – оценки динамической компоненты для амплитуд кинематического возмущения  $A_1$  от 1 до 4 мм; 5 – уровень статической реакции

Найдены достаточные условия безззорных колебаний составных элементов механической колебательной системы в установившемся режиме. Показано, что в качестве факторов безззорного движения системы могут рассматриваться не только частоты и амплитуды, но и соотношения масс составных элементов, жесткостей упругих связей, коэффициентов вязкого трения и внешних сил. Более сложная задача, представленная математической моделью с несколькими степенями свободы, рассматривается в работах [3–5].

При действии вибраций со стороны опорных поверхностей в таких структурах из нескольких составных частей, объединяемых неудерживающими связями, важным является исключение возможностей возникновения зазоров.

Показано, что для случая с несколькими степенями свободы достаточным условием безззорного движения является неравенство

$$A_1 < \min_q \left\{ \frac{N_q^\Sigma}{A_{(q)}(\omega_1)} \right\}. \quad (2)$$

**Заключение.** Разработан метод построения математических моделей и определения условий безззорного движения системы элементов или твердых тел, включающий определение функции критической амплитуды для простого контакта и аналитико-графическое представление функции критической амплитуды и параметров, удовлетворяющих условиям движения без возникновения зазоров в режиме установившихся колебаний.

#### Список литературы

- 1 Орленко, А. И. Комплексная диагностика тягового электродвигателя электровоза : [моногр.] / А. И. Орленко, М. Н. Петров, О. А. Терегулов. – Красноярск, 2016. – 218 с.
- 2 Орленко, А. И. Исследование повреждений подвижного состава железной дороги Сибирского региона : [моногр.] / А. И. Орленко, М. Н. Петров, О. А. Терегулов. – Красноярск, 2016. – 198 с.
- 3 Елисеев, А. В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей : [моногр.] / А. В. Елисеев, В. В. Сельвинский, С. В. Елисеев. Новосибирск : Наука, 2015. – 332 с.
- 4 Елисеев, А. В. Методические основы определения допустимых режимов колебаний системы в оценке параметров контактных взаимодействий элементов для объекта в виде составного твердого тела [Электронный ресурс] / А. В. Елисеев // Инженерный вестник / МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2013. – № 12. – Режим доступа : <http://engbul.bmstu.ru/doc/657422.html>. – Дата доступа : 26.11.2014.
- 5 Елисеев, А. В. Технология оценки свойств динамических взаимодействий в контактах составных твердых тел / А. В. Елисеев // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2014. – № 1–2. – С. 179–183.