

Интернет-журнал «Науковедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 8, №4 (2016) <http://naukovedenie.ru/index.php?p=vol8-4>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/04TVN416.pdf>

Статья опубликована 01.07.2016.

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Бондаренко В.А. Теоретическое исследование спектров вибрации узлов колесных пар мостовых кранов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №4 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/04TVN416.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

**УДК 628.517.625.08**

**Бондаренко Вероника Александровна**

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону<sup>1</sup>

Доцент кафедры «Основы проектирования машин»

Кандидат технических наук

E-mail: [bva\\_rek@rgups.ru](mailto:bva_rek@rgups.ru)

## **Теоретическое исследование спектров вибрации узлов колесных пар мостовых кранов**

**Аннотация.** Мостовые краны относятся к наиболее распространенному типу грузоподъемных кранов и занимают на современных промышленных предприятиях ведущее место в обеспечении транспортно-технологических потоков. Доля мостовых кранов в Российской Федерации составляет более 30% от общего количества грузоподъемных кранов. Садистические данные по подъемным сооружениям и их аварийности в Российской Федерации показал, что по аварийности мостовые краны занимают второе место после автомобильных кранов и на их долю приходится 18% случаев аварий.

В настоящее время изучены следующие причины аварийности мостовых кранов: нарушение условий эксплуатации, обслуживания, ремонта, обрывы канатов, разрушение несущих конструкций и т.д.

Следует отметить, что виброакустические характеристики мостовых кранов изучены недостаточно. Отрицательное воздействие на персонал повышенных уровней вибрации и шума известно, так как шумовая и вибрационная болезни занимают второе и третье место в списке профессиональных заболеваний. Следует отметить, что безопасность при работе мостовых кранов в значительной степени зависит и от утомляемости крановщиков, которая фактически и определяется воздействием вибрации и шума. Поэтому проблема виброакустической безопасности мостовых кранов актуальна для машиностроения и имеет как научно-техническое, так и социально-экономическое значение.

В данной статье приведены результаты теоретических исследований процессов возбуждения вибраций узлов колесных пар как одного из основных источников повышенного шума в общей акустической системе мостовых кранов. Показано, что для инженерного расчета спектра шума необходимо определить скорости колебаний источника на собственных частотах. Для этого колесной пары представлен как система энергетически замкнутая и получена зависимость скоростей колебаний, учитывающей массу крана, скорость движения, геометрические и физико-механические параметры рельса, включая эффективный

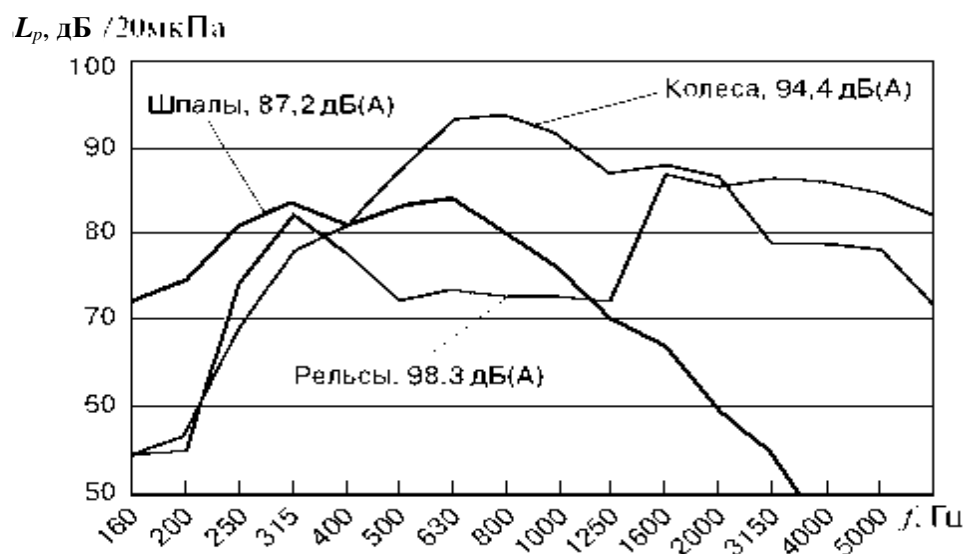
---

<sup>1</sup> 344038, Южный федеральный округ, Ростовская область, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2

коэффициент потерь колебательной энергии. Именно это и позволяет теоретически обосновать выбор рациональных параметров системы виброзащиты, одновременно обеспечивающей частичную звукоизоляцию.

**Ключевые слова:** мостовые краны; спектры; шум; вибрации; колесные пары; вибропоглощение

В общей акустической системе мостовых кранов узлы колесных пар относятся к интенсивным источникам излучения звуковой энергии. Следует отметить, что существующие экспериментальные исследования шума качения относятся к железнодорожному транспорту [1-6]. Уровни звука приведены на рисунке 1.



**Рисунок 1.** Уровни шума, излучаемого шпалами, колесами и рельсами, измеренные на расстоянии 3,7 м от наружного рельса:  $L_p$  – уровень шума;  $f$  – частота

Удары металлических поверхностей вызывают вибрацию колесных дисков и рельсов, что ведет к излучению звука. В результате удара во взаимодействующей паре «колесо-рельс» возбуждается весь спектр собственных частот. Как видно из этих данных разница между уровнями звука рельса и колес не превышает 4 дБА. Не смотря на значительно меньшие скорости движения мостовых кранов (в сравнении с железнодорожным транспортом) теоретическое исследование шумообразования узлов колесных пар является актуальным, так как компоновка мостовых кранов такова, что звуковая энергия узлов колесных пар излучается непосредственно во внутренний воздушный объем производственных помещений.

Вопросы образования шума качения подробно описаны в [1-6]. Шум качения возникает при контакте колеса с рельсом и зависит от скорости движения и состояния взаимодействующих поверхностей. Причиной этого шума являются удары колеса о микронеровности рельса. Взаимосвязь факторов, приводящих к образованию шума при качении колес, показана на рисунке 2 [1]. Величина этого шума связана, в первую очередь (при постоянной скорости), с величиной микронеровностей. Такая взаимосвязь обозначена на рисунке 3 [1].



Рисунок 2. Взаимосвязь факторов, приводящих к образованию шума качения колес

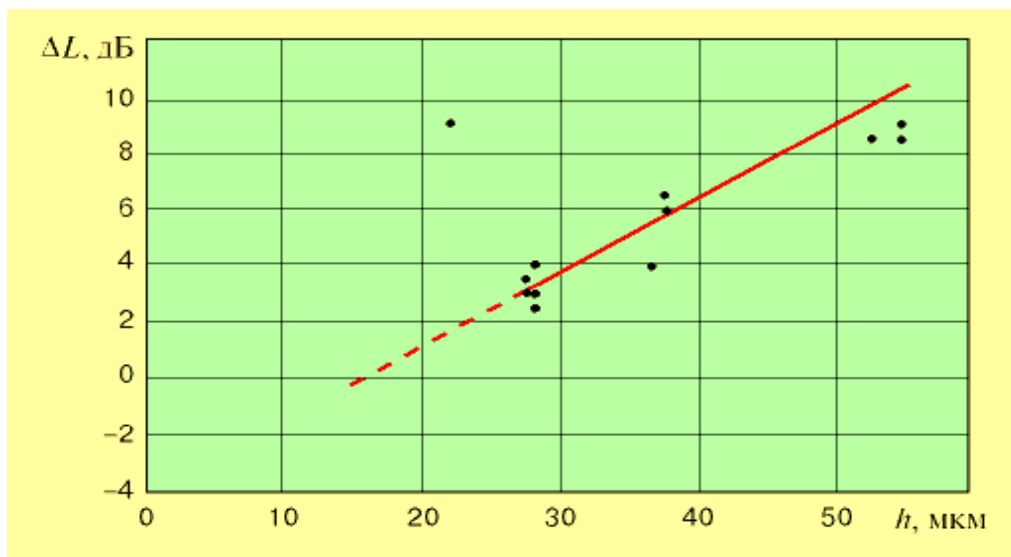


Рисунок 3. Зависимость общего уровня шума, излучаемого пассажирским поездом с дисковыми тормозами, от высоты неровностей поверхности катания рельсов:  
 $\Delta L$  – уровень шума;  $h$  – высота неровностей рельса

Удары металлических поверхностей вызывают вибрацию колесных дисков и рельсов, что ведет к излучению звука. В результате удара во взаимодействующей паре «колесо-рельс» возбуждается весь спектр собственных частот. Определенную роль в процессе шумообразования играют поверхности, на которые опирается рельс (шпалы или плиты). В качестве примера на рисунок 4 [1] приведены результаты разделения вклада основных взаимодействующих источников в процессы шумообразования.

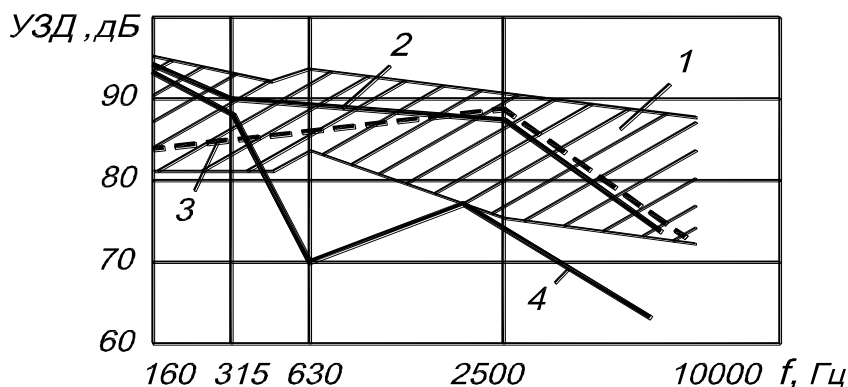
Ниже частоты 400 Гц доминирует вклад шума шпал. В диапазоне частот 400-1600 Гц превалирует шум колес, а в диапазоне свыше 2000 Гц превалирует шум рельса. Относительные вклады составляют:

- шпалы – 87 дБА;
- колеса – 94 дБА;

- рельсы – 98 дБА.

Эти данные носят приближенный характер, но они интересны для выполнения предварительной оценки.

В США П. Ремингтоном была разработана теория, описывающая механизм шума качения. На рисунке 4 приведены спектры шума колеса и рельса.



**Рисунок 4.** Третьооктавные спектры внешнего шума колеса и рельса: 1 – диапазон измерений; 2 – общий шум; 3 – шум рельса; 4 – шум колеса

По полученным в теории и подтвержденным экспериментами данным вклад шума от рельса на 3-15 дБ в диапазоне частот 500-8000 Гц превышает вклад шума от колес. В низкочастотном диапазоне 160-400 Гц шум от колеса на 2-7 дБ выше, чем шум рельса. Таким образом, в средне- и высокочастотном диапазонах внешний шум поездов полностью определяется звукоизлучением рельса. В связи с изложенным, шум поезда имеет высокочастотный характер.

Главным фактором, влияющим на шум поездов, является скорость. При удвоении скорости шум поезда возрастает на 6-12 дБА [1]. С учетом особенностей отечественного подвижного состава необходимо выполнить исследования по выявлению соответствующих закономерностей.

Кроме этого учитывать следует и то, что колеса находятся в непосредственной близости от стен производственных помещений. Поэтому при расчетах шума необходимо учитывать и отраженный звук.

Существующие расчеты [7] касаются только эквивалентных уровней звука. Для заданного периода времени результирующий эквивалентный уровень звука вычисляется по формуле

$$L_{A_{\text{экв}}} = 10 \lg \left( \sum_{j=1}^M 10^{0,1L_{A_{\text{экв}j}}} \right), \quad (1)$$

где: М – число последовательных шумовых процессов;  $L_{A_{\text{экв}j}}$  – эквивалентный УЗ отдельного j-го шумового процесса.

При определении эквивалентного значения УЗ поездов принимается ряд допущений. Прежде всего, считается, что поезда одного и того же типа, движущиеся с одинаковой скоростью излучают одинаковый шум. Если  $N_j$  - число поездов, проходящих мимо РТ за

одинаковое время, то эквивалентный УЗ при прохождении  $N_j$  поездов определяется следующим образом:

$$L_{A_{\text{ЭКВ}}} = L_{A_{\text{ЭКВ}j}} + 10 \lg N_j \quad (2)$$

Расчет сводится к решению следующих задач:

- определение числа групп  $M$  поездов с различными характеристиками шума;
- определение числа поездов  $N_j$  внутри каждой группы, для которой характеристики шума одинаковы;
- расчет  $L_{A_{\text{ЭКВ}}}$  применительно к прохождению отдельного поезда внутри каждой группы ( $L_{A_{\text{ЭКВ}j}}$ );
- вычисление результирующего  $L_{A_{\text{ЭКВ}}}$  путем сложения  $L_{A_{\text{ЭКВ}j}}$  различных групп поездов:

$$L_{A_{\text{ЭКВ}}} = 10 \lg \left( \sum_{i=1}^M 10^{0.1(L_{A_{\text{ЭКВ}j} + 10 \lg N_j)} \right) \quad (3)$$

Значение  $L_{A_{\text{ЭКВ}j}}$  определяется по формуле

$$L_{A_{\text{ЭКВ}j}} = L_{AXj} - 10 \lg T \quad (4)$$

где  $T$  – период времени.

УЗ подвижного состава вычисляется так:

$$L_{AX} = L_{A_{\text{max}}} - 10 \lg \frac{V}{V_0} - 10 \lg \left( \left( \frac{4D}{4D^2 + 1} + 2 \arctg \frac{1}{2D} \right) \right) + 10,5 \quad (5)$$

где:  $L_{A_{\text{max}}}$  – максимальный УЗ при прохождении поезда;  $D = d/l$ ;  $d$  – расстояние от точки наблюдения (РТ) до поезда;  $l$  – длина поезда;  $V$  – его скорость;  $V_0 = 1$  км/ч.

Шум качения поезда моделируется в предположении, что поезд представляет собой набор некогерентных точечных излучателей, расположенных по его длине ( $l$ ). На основании этого предположения вычисляется максимальное значение УЗ:

$$L_{A_{\text{max}}} = 10 \lg \frac{W}{\pi W_0} + 10 \lg \left( \frac{1}{l^2 + d^2} + \frac{1}{2d} \arctg \frac{l}{2d} \right) \quad (6)$$

где:  $W$  – акустическая мощность точечного источника (колесной пары);  $d$  – кратчайшее расстояние от РТ до центра поезда;  $W_0 = 1$  Вт.

Для сравнения с нормами шума в предположении однородного характера движения приблизительные значения эквивалентного УЗ на расстоянии 25 м определяется следующим образом

$$L_{A_{э\kappa\upsilon}} = L_{A_{\max}} - 10 \lg \frac{vT}{v_0} + 10 \lg N, \quad (7)$$

где:  $T = 1$  ч – стандартная продолжительность периода оценки шума поездов;  $N$  – число поездов, проходящих за 1 ч.

Например, при  $L_{A_{\max}} = 87$  дБА и при  $N = 10$  получаем  $L_{A_{э\kappa\upsilon}} = 68$  дБА.

Ходовые колеса мостовых кранов общего назначения в зависимости от формы обода делятся на цилиндрические и конические. Наибольшее распространение в настоящее время имеют цилиндрические ходовые колеса, которые устанавливаются как в механизмах передвижения кранов, так и в механизмах передвижения тележек.

Устранение причин, вызывающих перекосы моста с цилиндрическими ходовыми колесами, связано с большими затруднениями. Поэтому при больших пролетах в механизмах передвижения мостов с четырьмя колесами применяются конические ходовые колеса, с помощью которых положение моста на рельсовом пути автоматически выравнивается. Конические ходовые колеса устанавливаются большими основаниями внутрь колеи. Несмотря на различия конструктивных исполнений расчет виброакустических характеристик объектов исследования может быть выполнен с единых позиций.

Уровни звукового давления, создаваемые колесами (как круглыми пластинами) и осью (как линейным источником) определяются следующими зависимостями [8]:

$$L_1 = 20 \lg V_k k - 20 \lg Rr + 30 \lg h + 174, \quad (8)$$

оси колесной пары

- для условий шарнирного закрепления:

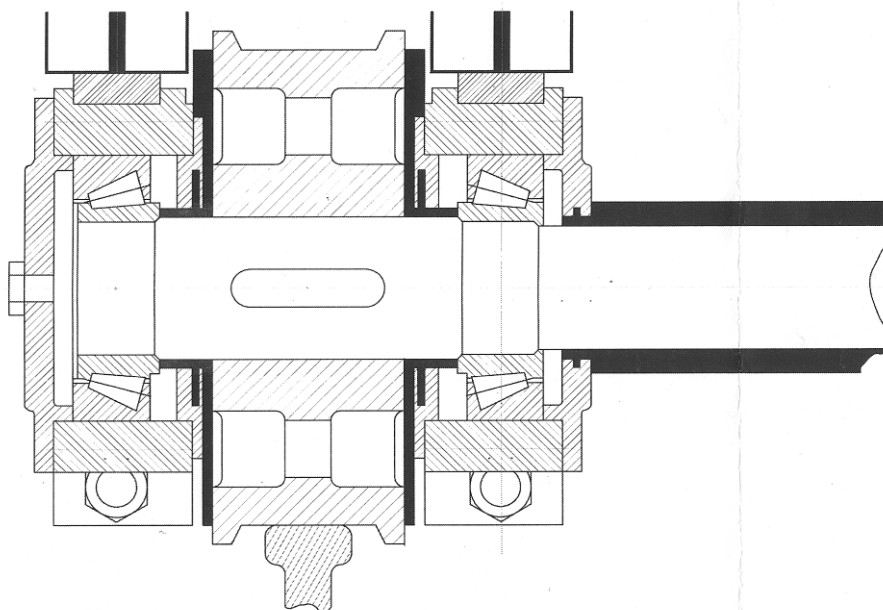
$$L_2 = 20 \lg V_k k - 20 \lg r + 30 \lg d + 51 \lg \frac{l}{M} + 165; \quad (9)$$

- для условий жесткого закрепления:

$$L_2 = 20 \lg V_k (2k - 1) - 20 \lg r + 30 \lg d + 51 \lg \frac{l}{M} + 162. \quad (10)$$

Таким образом, расчет акустических характеристик сводится к определению спектра скоростей колебаний элементов узла колесных пар.

Расчетная схема узла колесной пары, представленная на рисунке 5, состоит из двух колес (1, 2), оси (3) и четырех подшипниковых узлов (4-7):



**Рисунок 5.** Расчетная схема скоростей колебаний узла колесной пары

Узлы колесных пар являются конструкциями энергетически замкнутыми. Поэтому для расчета спектров вибрации и шума использованы энергетические методы. Система уравнений энергетического баланса получена в следующем виде:

$$\begin{cases} \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{13} l_{13} q_1 = \alpha_{31} l_{13} q_3 + N_1 \\ \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 = \alpha_{32} l_{23} q_3 + N_2 \\ \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{71} l_{13} q_3 + \alpha_{32} l_{23} q_3 = \alpha_{13} l_{13} q_1 + \\ + \alpha_{23} l_{23} q_2 + (N_3 + N_4 + N_5 + N_6) + (1 - \eta_{нк}) \cdot \alpha, \end{cases} \quad (11)$$

где:  $\delta_i$  – коэффициенты поглощения в соответствующем элементе, 1/м;  $\alpha_m$  – коэффициент передачи вибромощности;  $l_m$  – длина линии контакта, м;  $q_i$  – потоки вибрационной мощности, Вт/м;  $\eta_{п.п.}$  – коэффициент потерь подшипниковых узлов;  $N_i$  – вводимая в колебательную систему вибрационная мощность, Вт.

Элементы рассматриваемого узла представляют собой круглые диски (колеса) и цилиндр (ось). Поэтому для расчета использованы зависимости, приведенные в работе [9].

Коэффициенты передачи вибрационной мощности между элементами определяются следующими выражениями:

$$\alpha_{in} = \frac{\psi(\mu_{in}) \tau_{in}}{\pi}. \quad (12)$$

Соединение колес с осью соответствует Г-образной схеме.

$$\tau_{in} = 2 \left( \mu_{in}^{5/4} + \mu_{ni}^{5/4} \right)^{-2} \quad \text{при } h_i \neq h_n$$

$$\mu_{in} = \frac{h_n}{h_i}, \mu_{ni} = \frac{h_i}{h_n},$$

$$\text{при } \mu_{in} < 1$$

$$\psi(\mu_{in}) = \left[ (1 + \mu_{in}) E\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{in}}\right) - (1 - \mu_{in}) F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{in}}\right) \right],$$

при  $\mu_{ni} < 1$

$$\psi(\mu_{ni}) = \left[ (1 + \mu_{ni}) E\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{ni}}\right) - (1 - \mu_{ni}) F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{ni}}\right) \right],$$

где E и F – полные эллиптические интегралы, таблицы которых приведены в [9].

Для стальной конструкции коэффициенты поглощения определяются по формуле [9].

$$\delta_i = 0,03\eta_i^f \left(\frac{f_i}{h_i}\right)^{0,5}, \quad (13)$$

где  $\eta_i^f$  – частотно зависимые коэффициенты потерь колебательной энергии.

Потоки вибрационной мощности определяются следующим образом [9]

- для стальных колес:

$$q_i = 200\sqrt{h_i f_i} m_{0i} V_i^2 = 10^6 h_k^{0,25} \cdot (d_k^{0,5} k)^{0,5} \cdot V_i^2 \quad (14)$$

где:  $m_{0i}$  – распределенная масса, кг/м<sup>2</sup>;  $V_i$  – виброскорость, м/с;

- для стальной оси:

$$q = 2 \cdot C_u \cdot m_0 \cdot V_i^2, \quad (15)$$

где  $C_u$  – скорость распространения изгибной волны, м/с.

Учитывая, что все элементы изготовлены из стали и подставляя геометрические и физико-механические параметры, получены следующие выражения (индекс «k» относительно к колесу, а индекс «o» – к оси) системы объектов исследования и ее отдельных элементов с учетом особенностей эксплуатации и параметров производственных помещений.

Колесо:

$$\begin{aligned} \delta_k &= 2,5\eta_k \cdot h^{0,25} \cdot d_k^{-3/2} \cdot k^{0,5}; \\ \delta_k S_k q_k &= 2 \cdot 10^6 \cdot \eta_k \cdot h_k^{1,5} \cdot d_k \cdot k \cdot V_k^2. \end{aligned} \quad (16)$$

Ось:

$$\begin{aligned} \delta_o &= 1,3\eta_o \cdot \frac{k}{l}; \\ \delta_o S_o q_o &= 10^6 \cdot \eta_o \cdot d_o^2 \cdot \frac{k^2}{l} \cdot V_o^2. \end{aligned} \quad (17)$$

$$\alpha_1 l q_{k_{1,2}} = 7 \cdot 10^5 \cdot d_o^2 \frac{k}{l} \cdot V_o^2 d_2. \quad (18)$$



Компоновка колесной пары позволяет в системе уравнений энергетического баланса предположить, что  $\alpha_{13} = \alpha_{23} = \alpha_1; \alpha_{31} = \alpha_{32} = \alpha_2; \delta_1 = \delta_2 = \delta_3$  и  $q_1 = q_2$ . Тогда система уравнений энергетического баланса примет вид:

$$\begin{cases} \delta_1 S_1 q_1 + 2\alpha_{13} l_{13} q_1 = \alpha_{31} l_{31} q_3 + 2N_k \\ \delta_3 S_3 q_3 + 2\alpha_{31} l_{31} q_3 = 2\alpha_{13} l_{13} q_1 + 4N_n (1 - \eta_{н.к.}) \end{cases} \quad (19)$$

$$\begin{cases} 2 \cdot 10^6 \eta_k h_k^{1.5} d_k V_k^2 + 6 \cdot 10^6 \alpha_1 d_o h_k^{1.5} (d_k k)^{0.5} V_k^2 = 7 \cdot 10^5 d_o^2 \frac{k}{l} V_o^2 \alpha_2 + 2N_k \\ 10^6 \eta_o d_o^2 \frac{k}{l} V_o^2 + 14 \cdot 10^5 d_o^2 \frac{k}{l} V_o^2 \alpha_2 = 6 \cdot 10^6 \alpha_1 d_o h_k^{1.5} (d_k k)^{0.5} V_k^2 + 4N_n (1 - \eta_n) \end{cases} \quad (20)$$

$$\begin{cases} \left[ \eta_k h_k^{1.5} d_k + 3\alpha_1 d_o h_k^{1.5} (d_k k)^{0.5} \right] V_k^2 = 0,35 d_o^2 \frac{k}{l} V_o^2 \alpha_2 + N_k \cdot 10^{-6} \\ \left( \eta_o d_o^2 \frac{k}{l} + 1,4 d_o^2 \frac{k}{l} \alpha_2 \right) V_o^2 = 6\alpha_1 d_o h_k^{1.5} (d_k k)^{0.5} V_k^2 + 4N_n (1 - \eta_n) \cdot 10^{-6} \end{cases} \quad (21)$$

$$V_k^2 = \frac{0,35 d_o k V_o^2 \alpha_2 + l \cdot N_k \cdot 10^{-6}}{l \left[ \eta_k h_k^{1.5} d_k + 3\alpha_1 d_o h_k^{1.5} (d_k k)^{0.5} \right]} = k_1 V_o^2 + k_2, \quad (22)$$

где  $k_1 = \frac{0,35 d_o k \alpha_2 + l \cdot N_k \cdot 10^{-6}}{l \left[ \eta_k h_k^{1.5} d_k + 3\alpha_1 d_o h_k^{1.25} (d_k k)^{0.5} \right]}$ ;  $k_2 = \frac{l \cdot N_k \cdot 10^{-6}}{l \left[ \eta_k h_k^{1.5} d_k + 3\alpha_1 d_o h_k^{1.25} (d_k k)^{0.5} \right]}$ .

$$V_o^2 = k_1 V_k^2 + k_4, \quad (23)$$

где  $k_3 = \frac{6\alpha_1 d_o h_k^{1.25} (d_k k)^{0.5} l}{\eta_o d_o^2 k + 1,4 d_o k \alpha_2}$ ;  $k_4 = \frac{4N_n (1 - \eta_n) \cdot 10^{-6} l}{\eta_o d_o^2 k + 1,4 d_o k \alpha_2}$ ;

$$\begin{cases} V_k^2 = \frac{k_1 k_4}{1 - k_1 k_3} \\ V_o^2 = \frac{k_4}{1 - k_1 k_3} \end{cases} \quad (24)$$

Вибромощность колеса  $N_k$  определяется следующим образом:

$$N_k = \frac{10m}{k_k} V_p, \quad (25)$$

где:  $m$  – масса крана (тележки) с грузом, кг;  $k_k$  – количество колес;  $V_p$  – скорость колебаний рельса, м/с.

Вибромощность подшипникового узла определяется аналогично подшипникам редуктора, т.е.:

$$N_n = R \cdot V^*, \quad (26)$$

где: R – реакция в подшипнике, Н; V\* – скорость изгибных колебаний внутреннего кольца, м/с.

Полученные зависимости учитывают все геометрические параметры колебательной системы, условия механического воздействия и позволяют произвести расчет спектров шума и вибрации. Следует отметить, что достоверность инженерного расчета в значительной степени определяется точностью задания численных значений эффективных коэффициентов потерь колебательной энергии колес и оси.

Эти данные на сегодняшний день наиболее целесообразно задавать в виде регрессионных зависимостей, полученных на основе математической обработки экспериментальных данных.

Вводимая в колеса вибрационная мощность от рельсов определяется на основе полученных скоростей колебаний рельса [10] следующим образом:

$$N_i = \sum_1^4 m_i V_{k_i} \frac{dV_{k_i}}{dt} \quad (27)$$

где  $\frac{dV_{k_i}}{dt}$ .

$$\begin{aligned} V_{k_i} = \operatorname{Re} \left\{ y_i' \right\} = & \left[ 5 \cdot 10^{-12} \frac{Plp^3}{YF} \left[ 1,6 \cdot 10^{-8} \left( \frac{7k-3}{l_i} \right) \cdot Y + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{np} \right] \cdot \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} t \right] \right. \\ & \times \cos \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] \times t - \frac{3 \cdot P \cdot 10^{-2} \cdot V}{l_i^2} \\ & \times \left\{ \frac{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(7k-3)^2}{2l_i} \pi V \times \right. \\ & \left. \times \sin \frac{7k-3}{2l_i} \cdot \pi V t + \right. \\ & + \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(3-5k)^2}{2l_i} \pi V \times \\ & \left. \times \sin \frac{3-5k}{2l_i} \cdot \pi V t + \right. \\ & + \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(3k-1)^2}{2l_i} \pi V \times \\ & + \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(3k-1)^2}{2l_i} \pi V \times \\ & \left. \times \sin \frac{3k-1}{2l_i} \cdot \pi V t + \right. \\ & \left. \left. \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{1-k}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_i} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_i} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(1-k)^2}{2l_i} \pi V \times \sin \frac{1-k}{2l_i} \cdot \pi V t \right\} \right. \\ & \left. \sin \frac{7k-3}{2l_i} \cdot \pi x \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \operatorname{Re}\{y_2'\} &= \left[ 5 \cdot 10^{-12} \frac{Php^3}{YF} \left[ 1,6 \cdot 10^{-8} \left( \frac{7k-3}{l_1} \right) \cdot Y + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{np} \right] \times \right. \\
 &\times \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] \cos \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} t \right] \times t - \frac{3 \cdot P \cdot 10^{-2} \cdot V}{l_1^2} \times \\
 &\times \left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\} \\
 &\times \left\{ \left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2 \right\} \times \\
 &\frac{(7k-3)^2}{2l_1} \times \sin \frac{7k-3}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 &\frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \\
 &\times \frac{(3-5k)^2}{2l_1} \times \sin \frac{3-5k}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 &\frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \\
 &\times \frac{(3-k)^2}{2l_1} \sin \frac{3k-1}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 &\frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{1-k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3-5k}{l_1} \right) \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(1-k)^2}{2l_1} \sin \frac{1-k}{2l_1} \cdot \pi V t \right\} \times \\
 &\times \sin \frac{3-5k}{2l_1} \cdot \pi x \Big|,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \operatorname{Re}\left\{y_3'\right\} &= \left[ 5 \cdot 10^{-12} \frac{Plp^3}{YF} \left[ 1,6 \cdot 10^{-8} \left( \frac{3k-1}{l_1} \right) \cdot Y + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{np} \right] \times \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} t \right] \right. \\
 &\times \cos \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} t \right] - \frac{3 \cdot P \cdot 10^{-2} \cdot V}{l_1^2} \times \\
 &\times \left\{ \frac{\left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \right\} \times \\
 &\times \frac{(7k-3)^2}{2l_1} \times \sin \frac{7k-3}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 &+ \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \\
 &\times \frac{(3-5k)^2}{2l_1} \times \sin \frac{3-5k}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 &+ \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \\
 &\times \frac{(3k-1)^2}{2l_1} \times \sin \frac{3k-1}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 &+ \left. \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{1-k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{1-k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(1-k)^2}{2l_1} \times \sin \frac{1-k}{2l_1} \cdot \pi V t \right\} \sin \frac{3k-1}{2l_1} \cdot \pi x,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \operatorname{Re}\{y_4'\} = & \left| 5 \cdot 10^{-12} \frac{Php^3}{YF} \left[ 1,6 \cdot 10^{-8} \left( \frac{1-k}{l_1} \right) \cdot Y + 1,3 \cdot 10^{-4} j_{np} \right] \cdot \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] \times \right. \\
 & \times \cos \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right) \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] t - \frac{3 \cdot P \cdot 10^{-2} \cdot V}{l_1^2} \times \\
 & \times \left\{ \frac{\left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \right\} \times \\
 & \times \frac{(7k-3)^2}{2l_1} \times \sin \frac{7k-3}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 & + \frac{(3-5k) \left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3-5k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{7k-3}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \\
 & \times \frac{(3-5k)^2}{2l_1} \times \sin \frac{3-5k}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 & + \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{3k-1}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \\
 & \times \frac{(3k-1)^2}{2l_1} \times \sin \frac{3k-1}{2l_1} \cdot \pi V t + \\
 & + \frac{\left\{ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{1-k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right\}}{\left[ \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \right] - \left( \frac{1-k}{2l_1} \right)^2 \cdot (\pi V)^2 \right]^2 + \left[ 1,6 \cdot 10^8 \left( \frac{7k-3}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y}{F} \eta_1 + 1,3 \cdot 10^{-4} \frac{j_{np}}{F} \eta_2 \right]^2} \times \frac{(1-k)^2}{2l_1} \times \sin \frac{1-k}{2l_1} \cdot \pi V t \right\} \times \\
 & \times \sin \frac{1-k}{2l_1} \cdot \pi x, \tag{28}
 \end{aligned}$$

Вводимая в колеса вибрационная мощность от рельсов определяется на основе полученных выше скоростей колебаний рельса следующим образом:

$$N_i = \sum_1^4 m_i V_{ki} \frac{dV_{ki}}{dt}, \tag{29}$$

Из полученных выражений определяются максимальные значения вибрационной мощности и подставляются в систему уравнений (19). Далее находятся скорости колебаний колес и оси колёсной пары уже на этой основе уровни звукового давления по формулам.

### Выводы

1. Полученные зависимости позволяют теоретически обосновать систему снижения шума и вибрации колесных пар исходя из выполнения санитарных норм шума. Для колесных пар мостовых кранов целесообразно выполнить демпфирование торцевых колеса и оси. Такая конструкция выполняет комплексную роль снижения уровней звукового давления, так как за счет эффекта вибродемпфирования уменьшается скорость колебания, а также

выполняет роль частичной звукоизоляции. В этом случае существенно уменьшается площадь звукового излучения источника шума.

2. Достижение требуемой величины эффективного коэффициента потерь колебательной энергии колесных пар может быть достигнуто рациональным подбором отечественных вибропоглощающих материалов согласно их модулям упругости, толщинам и коэффициентам потерь.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Колесников И.В., Подуст С.Ф., Подуст С.С., Чукарин А.Н. Способы снижения шума и вибрации при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава. – М.: ВИНТИ РАН, 2015. – 216 с. Ил.
2. Подуст С.Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровазов: монография / С.Ф. Подуст, А.Н. Чукарин, И.В. Богуславский. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 150 с.
3. Моделирование виброакустической динамики рельса на шпалах Подуст С.Ф., Куклин Д.А. Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. №1-2 (70-71). С. 106-111.
4. Влияние волнообразного износа рельса на виброакустические характеристики при движении подвижного состава Подуст С.Ф. Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. №5-6 (74). С. 137-143.
5. Моделирование виброакустической динамики шпал при движении подвижного состава Подуст С.Ф. Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2013. №1 (49). С. 50-54.
6. Экспериментальные исследования шума и вибрации при движении пассажирских и скоростных поездов Подуст С.Ф. Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2015. №2. С. 30-35.
7. Шум на транспорте: пер. с англ. / под ред. В.Е. Тольского, Г.В. Бутакова, Б.Н. Мельникова. – М.: Транспорт, 1995. – 368 с.
8. Чукарин А.Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. – Ростов/н/Д: издательский центр ДГТУ, 2005. – 152 с.
9. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000.-482 с.
10. Бондаренко В.А. Теоретическое исследование спектров вибрации и шума рельс при движении мостовых кранов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №3 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/23TVN316.pdf>, (доступ свободный).

**Bondarenko Veronika Aleksandrovna**  
Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don  
E-mail: [bva\\_rek@rgups.ru](mailto:bva_rek@rgups.ru)

## **Theoretical study of vibration spectra components wheelsets bridge cranes**

**Abstract.** Overhead cranes are among the most popular type of cranes and take in modern industrial enterprises leading role in providing transport and technological homo-ing. The share of overhead cranes in the Russian Federation is more than 30% of the total number of cranes. Sadistic data for lifting equipment and accidents in the Russian Federation showed that the accident bridge cranes in second place after a truck crane and they account for 18% of accidents.

Currently, we studied the causes of the accident the following overhead cranes: violation of operating, maintenance, repairs, breaks the ropes, the destruction of supporting structures, etc.

It should be noted that the vibroacoustic characteristics of bridge cranes, cheny studied enough. The negative impact of higher staff-urs it vibration and noise is known as noise and vibration disease-knitting toil second and third place in the list of occupational diseases. It should be noted that the safe operation of overhead cranes largely depends on the crane operator fatigue, and is actually determined by the influence of vibration and noise. Therefore, the problem of vibroacoustic safety-relevant bridge cranes for mechanical engineering and has both scientific and technical, and socio-economic importance.

This article presents the results of theoretical studies of the processes of excitation of vibrations of wheel pairs of nodes as one of the main sources of increased noise in the overall sound system overhead cranes. It is shown that for engineering calculation of the noise spectrum is necessary to determine the velocity of the source in the natural frequency. For this wheelset presented as a system of closed energy and the dependence of the velocity fluctuations, taking into account the weight of the crane, speed, geometry and physical and mechanical properties of the rail, including the effective coefficient of vibrational energy losses. This is what allows you to theoretically justify the choice of rational parameters of vibration protection systems, both secu-Chiva partial soundproofing.

**Keywords:** overhead cranes; spectra; noise; vibration; wheelsets; vibration absorption

## REFERENCES

1. Kolesnikov I.V., Podust S.F., Podust S.S., Chukarin A.N. Sposoby snizheniya shuma i vibratsii pri proektirovanii, proizvodstve i ekspluatatsii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. – M.: VINITI RAN, 2015. – 216 s. II.
2. Podust S.F. Osnovy vibroakusticheskikh raschetov otechestvennykh elektrovozov: monografiya / S.F. Podust, A.N. Chukarin, I.V. Boguslavskiy. – Rostov n/D: Izdatel'skiy tsentr DGTU, 2013. – 150 s.
3. Modelirovanie vibroakusticheskoy dinamiki rel'sa na shpalakh Podust S.F., Kuklin D.A. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2013. T. 13. №1-2 (70-71). S. 106-111.
4. Vliyanie volnoobraznogo iznosa rel'sa na vibroakusticheskie kharakteristiki pri dvizhenii podvizhnogo sostava Podust S.F. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2013. T. 13. №5-6 (74). S. 137-143.
5. Modelirovanie vibroakusticheskoy dinamiki shpal pri dvizhenii podvizhnogo sostava Podust S.F. Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya. 2013. №1 (49). S. 50-54.
6. Eksperimental'nye issledovaniya shuma i vibratsii pri dvizhenii passazhirskikh i skorostnykh poezdov Podust S.F. Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya. 2015. №2. S. 30-35.
7. Shum na transporte: per. s angl. / pod red. V.E. Tol'skogo, G.V. Butakova, B.N. Mel'nikova. – M.: Transport, 1995. – 368 s.
8. Chukarin A.N. Teoriya i metody akusticheskikh raschetov i proektirovaniya tekhnologicheskikh mashin dlya mekhanicheskoy obrabotki. – Rostov/n/D: izdatel'skiy tsent DGTU, 2005. – 152 s.
9. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Osnovy vibroakustiki: Uchebnik dlya vuzov. – SPb.: Politekhnik, 2000.-482 s.
10. Bondarenko V.A. Teoreticheskoe issledovanie spektrov vibratsii i shuma rel's pri dvizhenii mostovykh kranov // Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIE» Tom 8, №3 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/23TVN316.pdf>, (dostup svobodny).