

УДК: 534

OECD: 1.03.AA

Моделирование шумообразования несущей системы рольганговых механизмов

Глинкин А.С.

Ассистент кафедры «Экология и производственная безопасность»,
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, РФ

Аннотация

В работе была рассмотрена несущая система рольганговых механизмов. Элементы колебательной системы представляют собой стержневую конструкцию. Поэтому акустической моделью каждого стэнда использован линейный излучатель. Был произведен расчет скоростей колебаний элементов конструкции, который основан на энергетическом методе.

Также была рассчитана вибрационная мощность, вводимая от подшипниковых узлов, которая определяется на основе реакции. Поскольку звездочка рольганга располагается относительно подшипниковых узлов консольно, то данный расчет основан на представленной в работе расчетной схеме.

Таким образом, полученные в ходе расчетов теоретические зависимости позволяют определить октавные уровни звукового давления, которые создаются одновременным звуковым излучением всей системы источником. Полученные зависимости также позволяют определить количественный вклад каждого источника в формирование акустических характеристик рольганга.

Ключевые слова: рольганг, вибрационная мощность, колебательная система, скорости колебаний, уровни звукового давления, акустические характеристики.

Modeling of noise generation of the carrier system of roller table mechanisms

Glinkin A.S.

*Assistant of the department of Ecology and Industrial Safety,
Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia*

Abstract

The carrier system of roller table mechanisms was considered in the article. The paper considers the carrier system of roller table mechanisms. The elements of the oscillatory system are a rod structure. Therefore, the acoustic model of each stand used a linear radiator. The calculation of the vibration velocities of the structural elements was made, which is based on energy methods.

The vibration power input from the bearing assemblies was also calculated, which is determined based on the response. Since the roller table sprocket is cantilevered relative to the bearing assemblies, this calculation is based on the calculation scheme.

Thus, the theoretical dependences obtained in the course of calculations make it possible to determine the octave levels of sound pressure. Which are created by the simultaneous sound radiation of the entire system by the source. The dependences obtained also allow one to determine the quantitative contribution of each source to the formation of the acoustic characteristics of the roller table.

Keywords: *roller table, vibration power, oscillatory system, vibration speed, sound pressure levels, acoustic characteristics.*

Введение

Шум на рабочих местах проявляет негативное воздействие на сотрудника, увеличивает его утомляемость, а при решении важных вопросов, требующих внимательности и сосредоточенности, может послужить причиной увеличения ошибок и повышения длительности исполнения задач. Продолжительное действие шума влечет появление тугоухости сотрудников, вплоть до абсолютной глухоты. [1,2]

По данным государственного доклада «О состоянии санитарно-эпидемиологического благополучия населения в Российской Федерации в 2020 году» удельная масса объектов, на которых выявлено отклонение уровней физических факторов требованиям санитарного законодательства, минувшие десять лет имеет направленность к снижению, но остается высокой. Большая часть объектов, не соответствующих санитарно-эпидемиологическим условиям, регистрируется согласно этому фактору, как шум (12,0 %). Поэтому снижение шума производственного оборудования остается актуальной задачей.

Шум и вибрация при производстве главным образом зависят от наличия движущихся частей оборудования. [3] При перемещении грузов по роликовым конвейерам создаются повышенные уровни шума и вибрации, создаваемые самими роликами, при биении о них перемещаемых грузов, подшипниками, цепными передачами, а также при столкновении грузов с соседними грузами и не движущимися частями рольгангов. Важным вкладом в создание шума является вибрация, передающаяся по несущей системе рольганговых механизмов, которая является вторичным излучателем шума. Возможности снижения шума от данных источников частично были рассмотрены в ряде работ [4-6] и др.

Колебательная система рольгангов, рассматриваемая в данной работе (рис. 1 и 2) включает следующие источники излучения звуковой энергии:

- рама рольганга, представляющая собой систему стержневых элементов;
- подшипниковые узлы валков, которые монтируются в горизонтальных элементах рамы;
- цепная передача, включающая звездочки и непосредственно саму цепь.

Следует отметить, что уровни шума цепных передач приведены в работе [7].

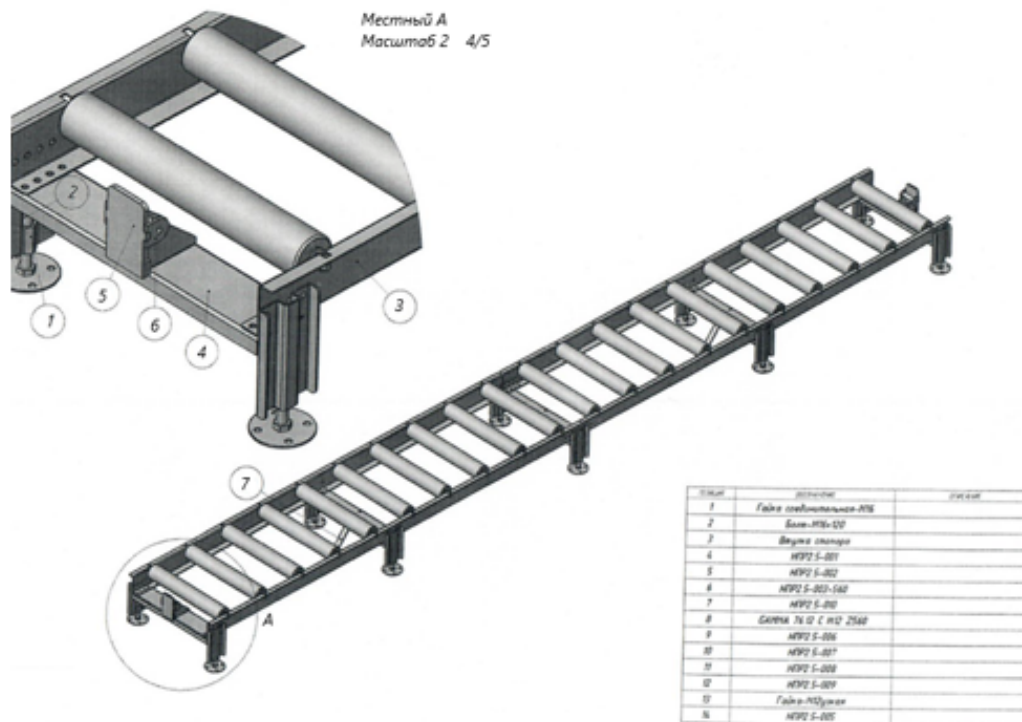


Рис. 1. Компоновка рамы рольгангов

1 – гайка соединительная; 2 – болт; 3 – балка роликовая продольная;
4 – балка поперечная; 5 – стопор рольганга; 6 – втулка стопора; 7 – стойка балки

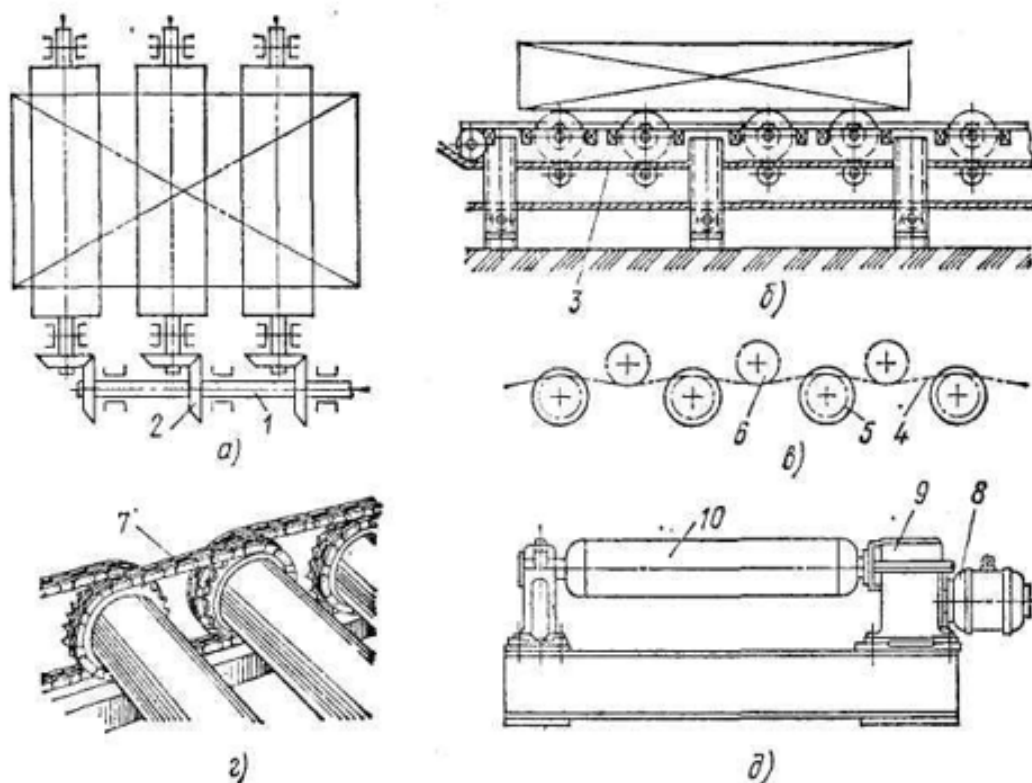


Рис. 2. Привод вращения валков цепной передачи: а – от вала с коническими зубчатыми колесами; б – от канатной тяги; в – от одной общей приводной цепи; г – от цепной передачи от ролика к ролику; д – от индивидуального двигателя. 1 – вал; 2 – зубчатые колеса; 3 – стальной проволочный канат; 4 – цепь; 5 – звездочки; 6 – натяжные промежуточные звездочки; 7 – цепная передача; 8 – электродвигатель; 9 – редуктор; 10 – ролики

1. Расчет уровней звукового давления системы

Звездочки цепных передач валков рольгангов различного технологического назначения с акустической точки зрения могут быть аппроксимированы круглыми дисками, жестко закрепленными в центре. Тогда с учетом данных работ [8,9] выражения для расчета звукового давления и условий звукового давления приведены к виду, удобному для инженерного расчета:

$$P = 2,3 \cdot 10^3 \frac{khRv_k}{r}; \quad L_p = 20 \lg \frac{khRv_k}{r} + 147, \quad (1)$$

где: h – толщина звездочки, м; R – радиус делительной окружности, м; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний, v_k – скорость колебаний на собственных частотах, м/с; r – расстояние от центра звездочки до расчетной точки, м.

Для расчета скоростей колебаний целесообразно использовать только действительную часть максимального значения, которое с учетом данных исследований [10], определяется следующей зависимостью:

$$v_k = \frac{f_{3k}^4 \eta^2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2}}{nz \cdot [2,8 \cdot 10^{-4} (nz^*)^2 - f_{3k}^4 + 40 f_{3k}^4 \eta^2]} \cdot \frac{P}{R^2 h}, \quad (2)$$

где: $f_{3k} = 1,2 \cdot 10^3 \frac{kh}{R}$ – собственные частоты колебаний звездочки, Гц; P – амплитуда

силового взаимодействия (H), определяется следующим образом [11]:

$$P = [P]K_{\text{дин}}K_aK_cK_\theta K_p K_{\text{рег}};$$

где: $K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_{\text{дин}}=1$, при нагрузке с толчками $K_{\text{дин}}=1,25 \dots 1,50$); K_a – коэффициент межосевого расстояния, $K_a=1$ при $a=(30 \dots 50)t$; $K_a=1,25$ при $a \leq 25t$; $K_a=0,8$ при $a=(60 \dots 80)t$; K_c – коэффициент метода смазывания (при непрерывном смазывании $K_c=0,8$, при капельном $K_c=1$, при периодическом $K_c=1,5$); K_θ – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонтали ($K_\theta=1$ при $0 \leq 60^\circ$, $K_\theta=1,25$ при $0 > 60^\circ$); K_p – коэффициент режима работы (при односменной работе $K_p=1$, при двусменной $K_p=1,25$, при трехсменной $K_p=1,5$); $K_{\text{рег}}$ – коэффициент регулирования натяжения (при регулировании отжимными опорами $K_{\text{рег}}=1$, при регулировании нажимными роликами или оттяжными звездочками $K_{\text{рег}}=1,1$, для нерегулируемой цепи $K_{\text{рег}}=1,25$); $[P]$ – допускаемое давление в шарнирах, зависящее от шага цепи и частоты вращения малой звездочки.

Учитывая кинетический режим работы рольганга силовое воздействие определяется по формуле:

$$P(t) = P \sin \frac{\pi n z^*}{60} t;$$

где: n – частота вращения звездочки, об/мин; z^* – число зубьев.

Несущая конструкция рольганга фактически идентична при расчетах виброакустических характеристик для рольгангов различного технологического назначения отличается только количеством валков.

Элементы колебательной системы представляют собой стержневую конструкцию. Поэтому в качестве акустической модели каждого стэнда использован линейный излучатель, зависимость для расчетов звукового давления и уровней звукового давления согласно данным работ [8,9] приведена к следующему виду:

$$P = 15av_k \sqrt{\frac{f_k}{r}}; \quad L_p = 20lgav_k + 10lg \frac{f_k}{r} + 118; \quad (3)$$

где: a – размер поперечного сечения, м.

Поскольку элементы несущей конструкции изготавливаются из проката, то зависимость (3) примет вид:

$$L_p = 20lgav_k \frac{k}{l} + 5lg \frac{J}{F} - 10lgr + 157; \quad (4)$$

где: J и F – моменты инерции (м^4) и площадь поперечного сечения (м^2).

2. Системы уравнений для расчета вклада источников

Расчет скоростей колебаний элементов несущей конструкции основан на энергетических методах.

При выводе системы уравнений приняты следующие обозначения: 1 – передний элемент с цепной передачей; 2 – задний элемент; 3 – передний поперечный элемент; 4 – задний поперечный элемент.

Тогда система уравнений примет вид:

$$\begin{aligned} (\delta_1 S_1 + l\alpha_1)q_1 &= \alpha_2 l q_3 + \alpha_2 l q_4 + K_b N_1 \pi D_1 \\ (\delta_2 S_2 + l\alpha_3)q_2 &= \alpha_4 l q_3 + \alpha_4 l q_4 + K_b N_2 \pi D_2 \\ (\delta_3 S_3 + l\alpha_2)q_3 &= \alpha_1 l q_1 + \alpha_3 l q_2 \\ (\delta_4 S_4 + l\alpha_2)q_4 &= \alpha_4 l q_1 + \alpha_3 l q_2 \end{aligned} \quad (5)$$

где: q_i – энергетические потоки в элементах несущей системы, Вт; l – длина линии контакта между элементами несущей системы, м; α_i – коэффициенты вибропередачи между элементами несущей системы; δ_i – коэффициент поглощения в элементах конструкции, $\frac{1}{\text{м}}$; N_i – вводимая вибрационная мощность, передаваемая от подшипниковых узлов, Вт; D_1 и D_2 – диаметры наружных колец подшипников в первом и во втором элементах, м; S_i – площадь соответствующего элемента, м^2 ; K_b – количество валков.

Для удобства расчетов (по методу Крамера) система представлена в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_b N_1 \pi D_1 \\ K_b N_2 \pi D_2 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (6)$$

где: $K_1 = \delta_1 S_1 + 2\alpha_1 l$; $K_2 = \delta_2 S_2 + 2\alpha_3 l$; $K_3 = \delta_3 S_3 + 2\alpha_2 l$; $K_4 = \delta_4 S_4 + 2\alpha_2 l$.

Решение данной системы относительно энергетических потоков определяется зависимостями:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} K_b N_1 \pi D_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ K_b N_2 \pi D_2 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ 0 & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ 0 & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (7)$$

$$q_2 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & K_b N_1 \pi D_1 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_b N_2 \pi D_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & 0 & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & 0 & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (8)$$

$$q_3 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & K_b N_1 \pi D_1 & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & K_b N_2 \pi D_2 & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (9)$$

$$q_4 = \frac{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & K_b N_1 \pi D_1 \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & K_b N_2 \pi D_2 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & \alpha_2 l & \alpha_2 l \\ 0 & K_2 & \alpha_4 l & \alpha_4 l \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & K_3 & 0 \\ \alpha_1 l & \alpha_3 l & 0 & K_4 \end{vmatrix}} \quad (10)$$

Выражения для потоков энергии, вибропоглощения определяются зависимостями [8]:

$$q_i = 2C_{иi}m_{0i}v_k^2; \quad C_{и}^2 = 2\pi f_k \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}}; \quad \delta = \frac{\pi\eta f_k}{2C_{и}} \quad (11)$$

где: $C_{и}$ – скорость распространения изгибной волны, м/с; m_0 – распределенная масса элемента, кг/м; η – коэффициент потерь колебательной энергии.

Для элементов, различия толщины которых не превышает 20-25 %, величина α принята равной 0,32.

Тогда скорости колебаний соответствующих элементов определяются по формуле:

$$v_k = \sqrt{\frac{q_i}{2C_{иi}m_{0i}}} \quad (12)$$

Учитывая, что элементы несущей системы изготавливаются из стального проката, то зависимости (11) примут вид:

$$q_i = 4 \cdot 10^{12} \left(\frac{k}{l_i}\right)^2 J v_k^2; \quad C_{и}^2 = 2,5 \cdot 10^8 \left(\frac{k}{l_i}\right)^2 \frac{J}{F}; \quad \delta_i = 1,6\eta \left(\frac{k}{l_i}\right),$$

где: l_i – длина соответствующего элемента, м.

Вводимая от подшипниковых узлов вибрационная мощность определяется на основе реакции. Поскольку (рис.2) звездочка располагается относительно подшипниковых узлов консольно, то расчет основан на расчетной схеме (рис.3).

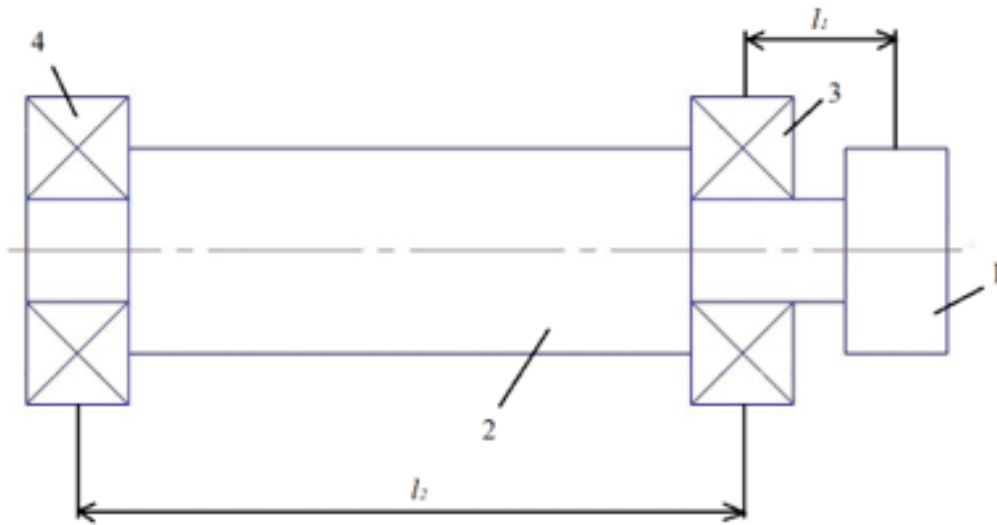


Рис. 3. Расчетная схема вводимой вибрационной мощности:

1 – звездочка, 2 – валок, 3 и 4 – подшипниковые узлы

Вводимая вибрационная мощность определяется как:

$$N = R(t) \frac{dR(t)}{dt},$$

где: $R(t)$ – реакция в подшипнике, H .

Согласно компоновке (рис.3):

$$R_3(t) = \frac{P(t)(\lambda + 1)}{\lambda}, \quad R_4(t) = \frac{P(t)}{\lambda},$$

где: $\lambda = \frac{l_2}{l_1}$.

В этом случае:

$$N_1 = \frac{P^2 n z^* (\lambda + 1)^2 \cdot \sin \frac{\pi n z^*}{30} t \cdot 0,025}{i_3 \lambda^2};$$

$$N_2 = \frac{0,025 P^2 n z^* \sin \frac{\pi n z^*}{30} t}{i_4 \lambda^2},$$

где: i_3 и i_4 – жесткости соответствующих подшипниковых узлов, Н/м.

Элементы цепи, располагаемые между двумя звездочками, представляют собой системы с распределенной массой и с акустической точки зрения могут быть аппроксимированы линейными источниками. С учетом физико-механических характеристик стали и условий закрепления собственные частоты колебаний и уровни звукового давления приведены к следующему виду:

$$f_k = 8 \cdot 10^3 \left(\frac{k}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{J}{F}}, \quad L_p = 20 \lg \frac{8 \cdot 10^4 \frac{k}{l} \sqrt{F J} v_k}{\sqrt{r}},$$

где: l – длина участка цепи, м; k – коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; r – расстояние источника до расчетной точки, м; J – момент инерции цепи, м⁴; F – площадь поперечного сечения цепи, м²; v_k – скорости колебаний, м/с.

Поскольку силовое воздействие на участке цепи, приложено от звездочек, то согласно данным работы [9] уравнение колебаний примет вид:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 3 \cdot 10^7 \frac{J}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 y = \frac{2,6 P \cdot 10^{-4}}{F} \sin(5 \cdot 10^{-2})$$

Решение уравнения в виде максимальных величин скоростей колебаний получено в следующем виде:

$$v_k = \frac{1,3 \cdot 10^{-6} n z}{F} \sum_{k=1}^{k^*} \left[3 \cdot 10^7 \frac{J}{F} \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 - 25 \cdot 10^{-4} (n z)^2 \right]^{-1}$$

где: k^* – количество собственных колебаний в диапазоне нормируемых частот.

Заключение

Таким образом, полученные теоретические зависимости позволяют определить октавные уровни звукового давления, создаваемые одновременным звуковым излучением всей системы источником, а также определить количественный вклад каждого источника в формирование акустических характеристик рольганга. Эти данные фактически и определяют технические решения по доведению уровней звукового давления до предельно-допустимых величин.

Список литературы

1. Защита от шума и вибрации; Учебное пособие / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин; издание второе, дополненное и переработанное – Печатный цех. 2019. – 284 с., ISBN 978-5-6042448-3-8

2. Шашурин, А. Е. Проблемы современной инженерной акустики / А. Е. Шашурин, С. С. Борцова, В. К. Васильева // Защита от повышенного шума и вибрации : Сборник трудов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, Санкт-Петербург, 23–25 марта 2021 года / Под редакцией Н.И. Иванова. – Санкт-Петербург: Институт акустических конструкций, 2021. – С. 11-15.
3. Безопасность технологических процессов и производств : Учебник / С. С. Борцова, Л. Ф. Дроздова, Н. И. Иванов [и др.]. – Москва : Логос, 2016. – 608 с. – ISBN 978-5-98704-844-3.
4. Brown, S.C. Conveyor noise specification and control // Proceedings of ACOUSTICS 2004 P. 269-276
5. Klimenda F., Kampo J., Hejma P. Vibration Measurement of Conveyor Rollers // Procedia Engineering Vol. 136. 2016. P. 198-203
6. Design and Experimental Analyse of Low Noise Double-Pitch Silent Chain for Conveyor Liu X., Wang W., Sun W., Wu T., etc. // Procedia Engineering Vol. 29. 2012. P. 2146-2150
7. Курапов П.А. Трение и работоспособность сопряжений в условиях использования микрогетерогенных смазочных композиций: диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: 05.02.04 / П.А. Курапов. – М., 2011. – 252 с.
8. Никифоров А.С. «Акустическое проектирование судовых конструкций» Справочник.– Л.: Судостроение, 1990-2001.
9. Чукарин А.Н. «Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки». – Ростов-на-Дону: издательский центр ДГТУ, 2005.-152с.
10. Кирпичников, В. Ю. Вибровозбудимость конструкций и пути ее уменьшения / В. Ю. Кирпичников ; В. Ю. Кирпичников ; М-во образования и науки Российской Федерации, Балтийский гос. технический ун-т "Военмех", Каф. экологии и безопасности жизнедеятельности. – Санкт-Петербург : БГТУ, 2011. – ISBN 978-5-85546-651-5.
11. Устюгов И.И. «Детали машин: Учеб. Пособие для учащихся техникумов». – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Высш. Школа, 1981. – 399с., ил.
12. Чукарин, А. Н. Исследования эффективных коэффициентов потерь энергии колебаний в стержневых конструкциях / А. Н. Чукарин, А. П. Сычев, С. Ф. Подуст // Вестник машиностроения. – 2015. – № 7. – С. 35-37.

References

1. Protection against noise and vibration; Textbook / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin; second edition, supplemented and revised - Print shop. 2019. - 284 p., ISBN 978-5-6042448-3-8
2. Shashurin, A. E. Problems of modern engineering acoustics / A. E. Shashurin, S. S. Bortsova, V. K. Vasilyeva // Protection from increased noise and vibration: Proceedings of the All-Russian scientific and practical conference with international participation, St. Petersburg, March 23–25, 2021 / Edited by N.I. Ivanova. - St. Petersburg: Institute of Acoustic Structures, 2021. - P. 11-15.
3. Safety of technological processes and production: Textbook / S. S. Bortsova, L. F. Drozdova, N. I. Ivanov [and others]. - Moscow: Logos, 2016. - 608 p. – ISBN 978-5-98704-844-3.
4. Brown, S.C. Conveyor noise specification and control // Proceedings of ACOUSTICS 2004 P. 269-276
5. Klimenda F., Kampo J., Hejma P. Vibration Measurement of Conveyor Rollers // Procedia Engineering Vol. 136. 2016. P. 198-203

-
6. Design and Experimental Analyse of Low Noise Double-Pitch Silent Chain for Conveyor Liu X., Wang W., Sun W., Wu T., etc. // *Procedia Engineering* Vol. 29. 2012. P. 2146-2150
 7. Kurapov P.A. Friction and performance of interfaces in the conditions of using microheterogeneous lubricating compositions: dissertations for the degree of Doctor of Technical Sciences: 05.02.04 / P.A. Kurapov. - M., 2011. - 252 p.
 8. Nikiforov A.S. "Acoustic design of ship structures" Handbook. - L.: Shipbuilding, 1990-2001.
 9. Chukarin A.N. "Theory and Methods of Acoustic Calculations and Design of Technological Machines for Machining". - Rostov-on-Don: DSTU publishing center, 2005.-152p.
 10. Kirpichnikov, V. Yu. Vibroexcitability of structures and ways to reduce it / V. Yu. Kirpichnikov; V. Yu. Kirpichnikov; Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Baltic State. technical un-t "Voenmeh", Dept. ecology and life safety. - St. Petersburg: BSTU, 2011. - ISBN 978-5-85546-651-5
 11. Ustyugov I.I. "Details of machines: Proc. Handbook for students of technical schools. - 2nd ed., revised. And extra. - M.: Higher. School, 1981. - 399s., ill.
 12. Chukarin, A. N., Sychev, A. P., and Podust, S. F., Research of effective vibration energy loss coefficients in bar structures, *Vestn.* - 2015. - No. 7. - P. 35-37