

УДК: 664.084.2:534.647

OECD: 02.11.JY

## Потери энергии колебаний в технологическом оборудовании

Шашурин А.Е.<sup>1</sup>, Элькин Ю.И.<sup>2</sup>, Заплетников И.Н.<sup>3</sup>, Гордиенко А.В.<sup>4</sup>,<sup>1</sup>Д.т.н., профессор, и.о. ректора<sup>2</sup>Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Техносферная безопасность»<sup>3</sup>Д.т.н., профессор, профессор кафедры «Оборудование пищевых производств»<sup>4</sup>К.т.н., доцент кафедры «Оборудование пищевых производств»<sup>1</sup>Балтийский государственный технический университет «Военмех» им. Д.Ф. Устинова,

г. Санкт-Петербург, РФ

<sup>2</sup>Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет,

г. Москва, РФ

<sup>3,4</sup>Донецкий национальный университет экономики и торговли

имени Михаила Туган-Барановского, г. Донецк, РФ

### Аннотация

В работе приведено аналитическое описание колебательной энергии в виброакустических системах технологического оборудования. Предложены рекомендации по методам снижения вибрации технологического оборудования. Установлено, что при расчетах технологических машин в первом приближении в качестве жесткости продукта можно использовать удельные сопротивления продукта взаимодействию с рабочим органом или закономерность этого взаимодействия. В расчётах виброакустических моделей оборудования необходимо определять мощность излучения шума корпусом оборудования в виде совокупности плоских пластин или цилиндрической сферической формы. Такие части технологического оборудования как электродвигатель, передачи, подшипники, шум от воздействия рабочего органа с продуктом, воздействие продукта на стенки рабочей камеры учитываются как внутренние источники шума. Все расчёты необходимо выполнять по характеристике А и по октавным частотам.

**Ключевые слова:** снижение виброактивности, колебания, энергия, вибрация, виброакустические системы (ВАС).

### *Oscillation energy losses in technological equipment*

Shashurin A.E.<sup>1</sup>, Elkin Yu.I.<sup>2</sup>, Zapletnikov I.N.<sup>3</sup>, Gordienko A.V.<sup>4</sup><sup>1</sup>DSc, Professor, Rector<sup>2</sup>DSc, professor, professor of the department of Technosphere Safety<sup>3</sup>DSc, professor, professor of the department of Equipment of Food Production<sup>4</sup>PhD, assistant professor of the department of Equipment of Food Production<sup>1</sup>Baltic State Technical University 'VOENMEH' named after D.F. Ustinova, St. Petersburg, Russia<sup>2</sup>Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University, Moscow, Russia<sup>3,4</sup>Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky, Donetsk, Russia

### Abstract

This paper presents an analytical description of vibration energy in vibroacoustic systems of process equipment. Recommendations on methods for reducing vibration of process equipment are proposed. It has

*been established that when calculating process machines, in the first approximation, specific resistance of the product to interaction with the working element or the pattern of this interaction can be used as the rigidity of the product. In calculating vibroacoustic models of equipment, it is necessary to determine the noise emission power of the equipment body in the form of a set of flat plates or a cylindrical spherical shape. Such parts of process equipment as an electric motor, gears, bearings, noise from the impact of the working element with the product, the impact of the product on the walls of the working chamber are taken into account as internal noise sources. All calculations must be performed according to characteristic A and octave frequencies.*

**Keywords:** *reduction of vibration activity, vibrations, energy, vibration, vibroacoustic systems (VAS).*

## Введение

Колебательная энергия внутренних источников шума передается на корпус технологического оборудования, который является источником акустических колебаний, улавливаемых микрофоном шумомера, формирующим ВАХ [1, 2]. Корпусные детали технологических машин различаются конструктивно, формой, габаритами и материалом, т.е. являются сложными колебательными системами. Одним из наиболее авторитетным специалистом в мире в области физической и технической акустики профессором Пенсильванского университета США Е. Скучиком в работе [3] сказано, что «Строгий расчет звукового поля сложной колебательной системы трудная задача. Даже когда такой расчет возможен, его результат вряд ли стоит затраченных усилий. Небольшие изменения распределения амплитуды по колебательной системе, незначительные отклонения свойств материалов, наличие мелких предметов вблизи системы, свойства арматуры, в которую встроен источник звука, и многие другие детали - все это приводит к большим отклонениям звукового давления от расчетного значения. В большинстве случаев вполне можно обойтись приближенным расчетом звукового давления на основе нескольких известных нам важнейших характеристик источников звука и звуковых полей». Поэтому, как в других работах Е. Скучика, так и ряде работ, посвященных решению этой проблемы [4-9] реальные излучатели моделируются упрощенными конструкциями. В частности корпусные детали моделируются стержнями, пластинами, решетчатыми конструкциями. В качестве акустических моделей излучателей принимаются простейшие источники: монополи, диполи, квадруполь или их совокупности. В некоторых случаях, например в текстильных и полиграфических машинах [10], столь значительная формализация расчетных схем привела к удовлетворительному практическому результату.

В расчётах виброакустических систем (ВАС) производственного технологического оборудования на стадии его проектирования учитываются потери колебательной энергии в виде коэффициента потерь. По предложению ряда учёных его величину можно определять экспериментально и теоретически. Наиболее точным методом является экспериментальный. Определяется коэффициент потерь как отношение виброскорости на выходе ВАС к виброскорости на её входе. Современные модели виброакустической аппаратуры имеют возможность с помощью вибродатчиков определять виброскорость и виброускорение на электродвигателе оборудования и на рабочем органе с учётом погрешностей измерений, как по характеристикам А, С, так и в октавных полосах частот. Исследователи динамики машин, автоматических устройств предпочитают потери колебательной энергии, изменение динамических свойств и сигналов автоматики учитывать с помощью передаточных функций [11-14]. Однако, на сегодняшний день теоретические представления о колебательной энергии технологического оборудования изложены не в полной мере.

Целью этой работы является аналитическое описание энергии колебаний (вибрации) в виброакустических системах технологического оборудования.

## 1. Основное содержание работы

Теоретический метод в ВАС базируется на динамических моделях оборудования. В линейных моделях – в виде совокупности масс, жесткостей, демпфирующих элементов с воздействием на систему возмущающей силы, изменяющейся по гармоническим законам или другим, определённым экспериментально. Эти модели относят к одно или многомассовым с вынужденными колебаниями центров масс. Вынужденные линейные колебания многомассовых механических систем с некоторым количеством степеней свободы отображаются системой дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью, в матричной форме эта система выглядит:

$$\|M_{ij}\| \{\ddot{q}_i\} + \|H_{ij}\| \{\dot{q}_i\} + \|C_{ij}\| \{q_i\} = \{P_{\epsilon i}\}, \quad (1)$$

где  $H_{ij}$  – матрица коэффициентов сил демпфирования,  $\dot{q}_i$  – матрица обобщённых скоростей,  $P_{\epsilon i}$  – матрица обобщённых возбуждающих сил;  $C_{ij}$  – матрица коэффициентов жёсткости.

В выражении (1) матрицы коэффициентов будут записаны:

$$\begin{aligned} M_{ij} &= \begin{vmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ - & - & - & - \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{vmatrix}, & H_{ij} &= \begin{vmatrix} h_{11} & h_{12} & \dots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} & \dots & h_{2n} \\ - & - & - & - \\ h_{n1} & h_{n2} & \dots & h_{nn} \end{vmatrix}, \\ C_{ij} &= \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ - & - & - & - \\ c_{n1} & c_{n2} & \dots & c_{nn} \end{vmatrix}, & P_{\epsilon i} &= \begin{vmatrix} P_{\epsilon 1} \\ P_{\epsilon 2} \\ \vdots \\ P_{\epsilon n} \end{vmatrix}. \end{aligned} \quad (2)$$

При вынужденных колебаниях двухмассовых систем с двумя степенями свободы, возбуждаемых периодической силой  $P_{\text{в}} = P_0 \cos \omega_k t$ , приложенной к первичной массе. Как обобщенная координата определяется движение  $X$  по траектории действия возмущающей силы. Считая установившийся режим колебаний  $\|H_{ij}\| = 0$ , система (1) будет иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x - c_2 (x_2 - x_1) &= P_0 \cos \omega_k t \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Решение уравнений, при учете того, что массы колеблются по гармоническим законам, будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{P_0 (c_2 - m_2 \omega_k^2)}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} \sin \omega_k t, \\ x_2 &= \frac{P_0 c_2}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} \sin \omega_k t. \end{aligned} \quad (4)$$

Отметив

$$\frac{1}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} = \theta. \quad (5)$$

Амплитуды виброскоростей масс:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1^{max} &= P_0 (c_2 - m_2 - \omega_k^2) \omega_k \theta, \\ \dot{x}_2^{max} &= P_0 c_2 \omega_k \theta. \end{aligned} \quad (6)$$

Передаточная функция в двухмассовой ВАС для первичной массы:

$$E_{21} = \frac{P_0}{x_0} (c_2 - m_2 \omega_k^2) \theta, \quad (7)$$

для вторичной массы:

$$E_{22} = \frac{P_0}{x_0} c_2 \theta. \quad (8)$$

Оценка формул говорит, что при  $c_2 = m_2 \omega_k^2$  передаточная функция для первичной массы, амплитуда виброскорости и перемещение будут нулевыми. Режим вынужденных колебаний системы на частоте имеет вид:

$$p_1^2 = \frac{c_2}{m_2}, \quad (9)$$

что отвечает антирезонансу для первичной массы. На этой концепции создаются динамические гасители колебаний.

Передаточная функция ВАС для вторичной массы в это мгновение обуславливается жесткостью и амплитудой возмущающей силы крайнего упругого элемента:

$$E_{22}^* = \left| \frac{P_0}{x_0 c_2} \right|. \quad (10)$$

## 2. Результаты работы

Виброакустические модели технологического оборудования формируются путём синтеза динамических и акустических математических моделей.

По результатам многочисленных исследований акустики машин пришли к выводу, что машина излучает шум близкий к монополюсному источнику излучения. Исходя из этого, при расчёте звуковой мощности излучения механического оборудования следует учитывать, кроме динамических параметров, и акустические: коэффициент потерь колебательной энергии, радиус сферы излучения, волновое число, импеданс, основные частоты вынужденных и собственных колебаний, коэффициент излучения. Для пищевого производства в качестве упругого элемента конечного звена двухмассовых механических систем (или приведенных к ним) технологических машин берется пищевой продукт, который обрабатывает рабочий орган, который имеет жесткость на порядок меньше жесткости любого другого упругого элемента кинематической цепочки механической системы, т.е.  $c_2 \ll c_1$ . В этой связи для технологического оборудования пищевых производств справедливо следующее выражение и величину  $c_2^2$  можно игнорировать:

$$(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2) (c_2 - m_2 \omega_k^2) \gg c_2^2. \quad (11)$$

В связи с этим из формулы (6) можно получить упрощенную формулу для расчета второй резонансной частоты, допустимой для инженерных расчетов  $\theta = \infty$  и при  $c_1 + c_2 = m_1 \omega_k^2$ .

Таким образом, величина второй резонансной частоты рассчитывается следующим образом:

$$p_{2np}^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}. \quad (12)$$

После второй резонансной частоты передаточные функции двух масс снижаются и  $E_{22}$  становятся стабильными.

При стабильном режиме функционирования технологической машины величина резонансных частот по меньшей мере в 4 - 5 раз меньше частоты вынужденных линейных колебаний, т.е.  $p_1 < \omega_k$  и  $p_2 < \omega_k$ .

$p_1^2 \ll \omega_k^2$  и  $p_2^2 \ll \omega_k^2$ , тогда, игнорируя  $p_1^2$  и  $p_2^2$ , будем иметь:

$$\theta = \frac{1}{m_1 m_2 \omega_k^4 - c_2^2}. \quad (13)$$

Для технологического оборудования значение  $c_2^2 \ll m_1 m_2 \omega_k^2$ , учитывая  $c_2^2 = 0$  получаем упрощенные выражения для установления величин передаточных функций для проектных расчетов:

$$|E_{21}| = \frac{P_0}{x_0 m_1 \omega_k^2}, \quad (14)$$

$$E_{22} = \frac{P_0 c_2}{x_0 m_1 m_2 \omega_k^4} = E_{21} \cdot \left( \frac{p_1}{\omega_k} \right)^2. \quad (15)$$

Формула (14) указывает на то, что передаточные функции для первых масс для одномассовых и многомассовых систем имеют близкие значения. Передаточная функция масс в наибольшей степени зависит от частоты вынужденных колебаний, особенно в  $E_{22}$ . В абсолютных значениях передаточная функция цепной динамической системы уменьшается от первой массы к последующим.

В связи с этим для улучшения виброакустических характеристик технологического оборудования желательно уменьшать передаточную функцию в основном первой массы.

В качестве упругих элементов концевых звеньев двухмассовой механической системы (или приведенной к ней) технологического оборудования пищевого производства может быть принят пищевой продукт, который обрабатывает рабочий орган. В практических условиях работы жесткость продукта изменяется в определенном диапазоне, зависящем от конструкции рабочего органа, износа режущей кромки, физико-механических свойств продукта, его структуры, и многих других малозначимых факторов. Поэтому антирезонансная частота не является постоянной. Для удержания антирезонансной частоты в системе необходима система управления амплитудой возмущающей силы, которая пропорциональна изменению усилия или крутящего момента на рабочем органе, а также жесткости упругих элементов.

В виброакустических и динамических расчетах технологического оборудования в роли жесткости пищевого продукта приближенно может быть принято удельное сопротивление пищевого продукта, возникающему при воздействии рабочего органа на него (или закономерность этого воздействия). В расчётах акустических моделей оборудования необходимо определять мощность излучения шума корпусом оборудования в виде совокупности плоских пластин или цилиндрической сферической формы. Остальные элементы оборудования: электродвигатель, передачи, подшипники, шум от воздействия рабочего органа с продуктом, воздействие продукта на стенки рабочей камеры учитываются как внутренние источники шума. Весь расчёт следует проводить отдельно для каждой октавной частоты и характеристике А.

## Заключение

Виброакустические характеристики технологического оборудования могут быть рассчитаны на основе представления его в виде обобщенной виброакустической модели. Вибрационные характеристики внутренних источников шума устанавливаются с помощью динамических моделей и описываются дифференциальными уравнениями для одномассовых и многомассовых систем. Способность к передаче вибрационной энергии от внутренних источников шума к корпусу и наружные поверхностям машины характеризуется передаточной функцией ВАС. Установлено влияние параметров технологического оборудования на передаточную функцию и возможности её подавления.

Полученная методика позволяет предложить практические рекомендации по снижению колебательной энергии в виброакустических системах технологического оборудования.

## Список литературы

1. Чукарин А.Н., Исаев А.Г., Шашурин А.Е., Элькин Ю.И. Теоретические исследования процессов возбуждения вибраций и шумообразования при абразивной обработке сварных швов рамных конструкций // *Noise Theory and Practice*. – 2020. – Т. 6. № 4. – С. 71-80.
2. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field // *Akustika*. – 2019. – Т. 34. – С. 100-103.
3. Скучик Е. Простые и сложные колебательные системы. М.: Мир, 1971. – 560с.
4. Кирпичников В.Ю. Резонансная вибрация и звукоизлучение инженерных конструкций / В.Ю. Кирпичников. – Санкт-Петербург: Изд-во БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова, 2023. – 241 с.
5. Миронова, Т.Б. Рекадзе П.Д., Прокофьев А.Б. Виброакустическое моделирование трубопроводной обвязки компрессора // *Динамика и виброакустика*. – 2024. – Т. 10. No 1. – С. 68–77. DOI:10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77
6. Дроздова Л.Ф., Кудаев А.В., Куклин Д.А., Чеботарева Е.Ю. Анализ методов определения и нормирования шумовых характеристик компрессорного оборудования // *Noise Theory and Practice*. – 2018. – Т. 4. № 4. – С. 35-41.
7. Коваленко А.О., Котов А.Н., Дорофеев Н.В. Виброакустический метод идентификации параметров автомобилей и транспортного потока // *Машиностроение и безопасность жизнедеятельности*. – 2016. – № 2. – С. 20-23.
8. Tsukernikov I., Shubin I., Nevenchannaya T. Features of normalization and evaluation of vibration from rail transport in premises of residential and public buildings // *Akustika*. – 2019. – Т. 32. – С. 288-292.
9. Tsukernikov I.E., Shubin I.L. Nevenchannaya T.O. Vibration Characteristics of Railway Transports // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2021. – Vol. 1079.
10. Поболь О.Н. Шум в текстильной промышленности и методы его снижения. – М.: Легпромбытиздат, 1987. – 144с.
11. Иванов Н.И., Шашурин А.Е. Защита от шума и вибрации / Н.И. Иванов, А.Е. Шашурин – Печатный Цех, 2019. – 284с.
12. Основы технической виброакустики оборудования пищевых производств. [учебник] / И.Н. Заплетников, А.В. Гордиенко, А.К. Пильненко, А.В. Коваленко; под общ. ред. И.Н. Заплетникова. – Харьков: Изд-во НТМТ, 2016. – 176с.

13. Виброакустические свойства взбивально-тестомесительного пищевого оборудования. [монография] / И.Н. Заплетников, А.В. Гордиенко.- Барнаул: Издатель ИП Колмогоров И.А., 2020. – 250с.

14. Заплетников И.Н., Гордиенко А.В., Севаторова И.С., Захаров А.Ю. Методологическое обоснование исследования виброакустики промышленного блендера // Оборудование и технологии пищевых производств: темат. сб. науч. раб. / Глав. ред. И.Н. Заплетников. – 2021. – Т. 16(49). – С. 4-12.

## References

1. Chukarin A.N., Isaev A.G., Abbakumov K.E., Lubianchenko A.A. Derivation of the dependences of the vibration rates of rod systems when strengthening welds to reduce noise levels at the operator's workplace // Noise Theory and Practice. – 2020. – Vol. 6. N 4. – P. 71-80.

2. Shashurin A., Gogvadze M., Lubianchenko A. Experimental studies on the noise and vibration of a special boring machine due to formation of the operator's workplace sound field // Akustika. – 2019. – Vol. 34. – P. 100-103.

3. Skuchik E. Simple and complex oscillatory systems. Moscow: Mir, 1971. – 560 pp.

4. Kirpichnikov V.Yu. Resonant vibration and sound radiation of engineering structures / V.Yu. Kirpichnikov. - St. Petersburg: Publishing house of BSTU "Voenmeh" named after D.F. Ustinov, 2023. - 241 pp.

5. Mironova, T.B. Vibroacoustic modeling of compressor piping / T.B.Mironova, P.D.Rekadze, A.B.Prokofiev // Dynamics and vibroacoustics. -2024. -V. 10, No.1. -P.68-77. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-68-77

6. Drozdova L.F., Kudayev A.V., Kuklin D.A., Chebotareva E.Yu. Analysis of methods for determining and standardizing noise characteristics of compressor equipment // Noise Theory and Practice. - 2018. - Vol. 4 N. 4. - P. 35-41.

7. Kovalenko A.O., Kotov A.N., Dorofeev N.V. Vibroacoustic method for identifying vehicle and traffic flow parameters // Mechanical Engineering and Life Safety 2016 N. 2 pp. 20-23 2.

8. Tsukernikov I., Shubin I., Nevenchannaya T. Features of normalization and evaluation of vibration from rail transport in premises of residential and public buildings // Akustika. – 2019. – Vol. 32. – P. 288-292.

9. Tsukernikov I.E., Shubin I.L., Nevenchannaya T.O. Vibration Characteristics of Railway Transports // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2021. – Vol. 1079.

10. Pobol O.N. Noise in the textile industry and methods of its reduction. - M.: Legprombytizdat, 1987. – 144 pp.

11. Ivanov N.I., Shashurin A.E. Protection from noise and vibration / N.I. Ivanov, A.E. Shashurin – Printing Shop, 2019. – 284 pp.

12. Fundamentals of technical vibroacoustics of food production equipment. [textbook] / I.N. Zapletnikov, A.V. Gordienko, A.K. Pilnenko, A.V. Kovalenko; under general ed. I.N. Zapletnikova. – Kharkov: NTMT Publishing House, 2016.-176 pp.

13. Vibroacoustic properties of whipping and mixing food equipment. [monograph]/ I.N. Zapletnikov, A.V. Gordienko.- Barnaul: Publisher: IP Kolmogorov I.A., 2020. – 250 pp.

14. Zapletnikov I.N., Gordienko A.V., Sevatorova I.S., Zakharov A.Yu. Methodological substantiation of the study of vibroacoustics of an industrial blender // Equipment and technologies of food production: thematic collection of scientific works / Ed. -in-chief I.N. Zapletnikov. – 2021. – Vol. 16(49). – P. 4-12.