

М. А. Кравченко

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ВАРИАНТОВ СИСТЕМ ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ДЛЯ СИСТЕМ ШУМОЗАЩИТЫ ОПЕРАТОРОВ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Аннотация. Каждая компрессорная установка включает два агрегата – непосредственно компрессор и источник энергии (двигатель). Причем используется два типа двигателей: электродвигатели для компрессоров малой мощности и двигатели внутреннего сгорания для компрессоров большой мощности. Следует отметить, что практически на всех участках компрессорных станций уровни звукового давления превышают допустимые нормативные величины, в особенности у компрессоров большой мощности. В условиях эксплуатации компрессоров и двигателей снизить уровни шума в самом источнике не представляется возможным, поэтому была разработана методика виброакустического расчета для замкнутых помещений и фактически на этой основе обоснованы системы шумовиброзащиты операторов компрессорных станций по критерию выполнения санитарных норм на рабочих местах. Получающиеся в ходе расчета собственные моды колебаний распределяются по ширине соответствующих октав, серединой которых являются среднегеометрические частоты соответствующих октавных фильтров.

Ключевые слова: компрессорные станции, системы звукопоглощения, производственные помещения, кабины, дистанционное управление.

Для цитирования: Кравченко, М. А. Методика расчета выбора рациональных вариантов систем звукопоглощения для систем шумозащиты операторов компрессорных станций / М. А. Кравченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 2. – С. 167–171. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_2_167.

Введение

Методика акустического расчета дает возможность рассчитать уровни шума, воздействующие на операторов компрессорных установок. В основу инженерного расчета и акустического проектирования систем шумозащиты заложены требования выполнения санитарных норм шума. Наличие методики инженерного расчета дает широкие возможности для автоматизированного проектирования звукозащитных ограждений как непосредственно компрессоров, так и помещений для дистанционного управления с единых позиций. Реальным резервом снижения акустической активности на рабочих местах операторов являются [1–3]:

- установка звукопоглощающих облицовок на ограждениях двигателей;
- организация помещения дистанционного управления с обеспечением требуемой звукоизоляции элементов ограждения помещения и, в первую очередь, остекления.

Методика расчета выбора рациональных вариантов систем звукопоглощения

Зависимости уровней звукового давления, полученные расчетным путем, для рабочих мест, находящихся в производственном помещении, а компрессорная станция имеет звукозащитное ограждение, и в случае, когда компрессор находится в производственном помещении, а оператор в помещении дистанционного управления, структурно одинаковы. Поэтому расчет систем шумозащиты может быть выполнен с единых позиций. Использование звукозащитного ограждения компрессора однозначно определяет возможное снижение шума в рабочей зоне оператора. Проектируя предлагаемые варианты систем шумозащиты, достаточно определить критерий минимизации акустических характеристик [4–6].

Учитывая различную степень влияния на организм звуков различной частоты и зная, что высокочастотные звуки являются наиболее неблагоприятными, для каждой октавной полосы формируются критерии оптимизации. Критерий оптимизации является средневзвешенной суммой, величину которой необходимо минимизировать, а для его максимальной адекватности следует ввести весовой коэффициент (K):

$$K = \min_{U,W} \left(\sum_{i=1}^9 (L_{i_p} - L_{i_{норм}}) \theta_i \right); \quad L_{i_p} > L_{i_{норм}}, \quad (1)$$

где L_{i_p} фактический и $L_{i_{норм}}$ – предельно-допустимые октавные уровни звукового давления;
 θ_i – весовой коэффициент;

U – параметр, влияющий на акустические характеристики;

W – параметр, определяющий технологические и конструкционные характеристики.

Причем расчёт проводится только для спектральных составляющих, превышающих нормативные значения. Так, на рис. 1 фактический спектр шума показан наложенным на предельно допустимый.

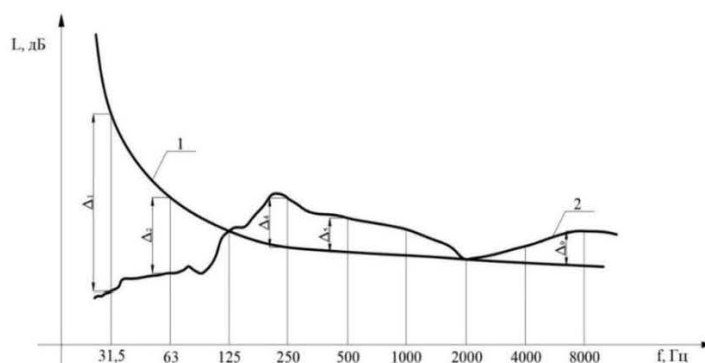


Рис. 1. Сравнительная характеристика нормируемого и фактического спектров шума:

1 – нормируемый спектр; 2 – фактический спектр

Разность фактического и нормативного значений уровней звукового давления на i -й октавной частоте ($L_{ip} - L_{inorm}$) $\Delta_1 \dots \Delta_3$ имеет отрицательные значения, а $\Delta_4 \dots \Delta_9$ – положительные значения. Минимизация критерия оптимизации (1) «притягивает» фактические уровни шума к нормативным в зоне $\Delta_i > 0$. Для оценки весовых коэффициентов θ_i предлагается принцип (рис. 2):

– разность в средней части спектра на частоте 500 Гц принимается $\Delta_5 = 1$;

– осью симметрии, относительно которой нормируемый спектр L_{inorm} отображается в кривую L_{ip} будем считать прямую, параллельную оси ординат $c-c$, тогда весовой коэффициент оптимизации (θ_i) для i -й полосы спектра будет определяться отношением:

$$\theta_i = \frac{L_{ia}}{L_{inorm}}. \quad (2)$$

Весовой коэффициент является важным критерием оптимизации, значение которого приведены в таблице. Это позволяет учесть усиление влияния высокочастотных составляющих, а также учитывает ослабление влияния низкочастотных составляющих звука на величину критерия оптимизации.

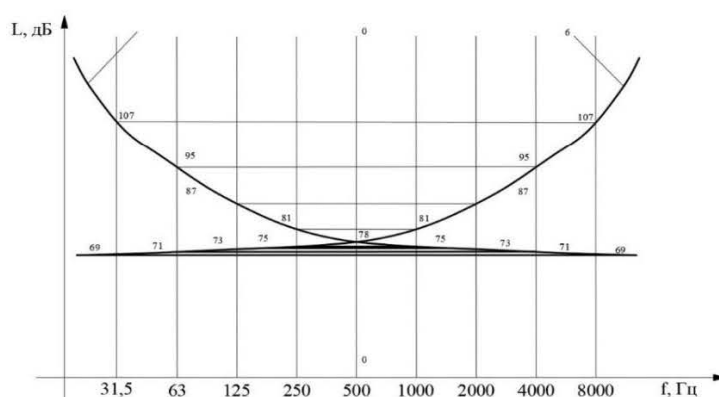


Рис. 2. Графическая зависимость определения весовых коэффициентов:

a – нормируемый спектр (L_{inorm}); b – кривая, полученная симметричным отображением нормативного спектра (a) относительно оси $c-c$ (L_a)

Необходимо отметить, что, несмотря на свою условность весового коэффициента (2), этот критерий достаточно объективно оценивает степень близости рассчитанных и нормативных значений уровней шума в октавных полосах.

Весовые коэффициенты (θ_i) для слагаемых критерия оптимизации

№ полосы	Среднегеометрическая частота в октавных полосах	$L_{i_{норм}}$	L_{i_a}	θ_i
1	31,5	107	69	0,645
2	63	95	71	0,747
3	125	87	73	0,839
4	250	81	75	0,962
5	500	78	78	1,000
6	1000	75	81	1,080
7	2000	73	87	1,192
8	4000	71	95	1,338
9	8000	69	107	1,551

Анализируя параметры и управляемые переменные, можно сделать вывод о зависимости уровня шума в октавных полосах частот, среди которых можно выделить такие, как [7, 8]:

Физические параметры: C_0 – скорость звука в воздушной среде, $C_0 = 340$ м/с; ρ_0 плотность воздуха, $\rho_0 = 1,29$ кг/м³.

Геометрические параметры: габаритные размеры внутреннего объема помещения (длина \times ширина \times высота) ($l_1 \times l_2 \times l_3$); A – площадь внутренней поверхности помещения, м², r – расстояние от расчетной точки до источника генерации шума, м.

Параметры, характерные для октавной полосы, вычисляются с помощью параметров физических и геометрических констант: N_1 – число собственных частот колебаний воздушного объема; m и n – постоянные числа, определяющие модуль колебания элементов ограждения.

Управляемые переменные, которые рассчитываются в ходе проектирования, а их значения должны обеспечить максимум критерию:

- толщина элементов ограждения в пределах $h_1 \leq h \leq h_2$, м;
- коэффициенты звукопоглощения a_s для облицовочных шумопоглощающих материалов N_2 .

Максимальная толщина h учитывается при подборе шумопоглощающего материала, который сможет обеспечить минимальные значения по всем октавным полосам для компоненты M_2 :

$$M_2 = 10 \lg \sum_N \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{13,7 f_N A a_s + (f_N - f_{mn})^2},$$

где f_{mn} – собственные частоты колебаний, Гц;

a_s – коэффициент звукопоглощения.

В связи с дискретностью величины a оптимальная величина компоненты M_2 находится в результате перебора заданных в матрице значений a_s для каждой октавы.

На основании полученных результатов составляется выражение уровней воздушной и структурной составляющей шума по всем октавным полосам и формируется функция весового коэффициента для трех вариантов облицовочных материалов близких по применению.

Из базы данных выбираются среднегеометрические частоты колебаний октавных фильтров: 31,5–8000 Гц и ряды коэффициентов δ , соответствующих октавным полосам со звукопоглощением – 14,6; 43,8; 73; 43,3; 43,8; 43,8; 43,8; 87,6 Гц.

Вначале вычисляется триада целых чисел, определяющих частоты собственных колебаний воздушного объема:

$$n_i = \text{trunk} \left(\frac{2l_i}{C_0} \right), \quad i = 1, 2, 3, \dots,$$

где $\text{trunk}()$ – оператор округления содержимого скобок до целого.

Вспомогательные величины, определяющие геометрические размеры производственного помещения и звуковое давление, рассчитываются по ниже приведенным формулам:

$$V = l_1 \times l_2 \times l_3, \quad P = \frac{\rho_0^2 \cdot C_0^4}{2 \cdot V^2}.$$

С учетом выше приведенных зависимостей определяется спектр собственных мод колебаний производственного помещения:

$$f_{mn} = \frac{C_0}{2} \sqrt{\left(\frac{i}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{j}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{k}{l_3}\right)^2},$$

где f_{mn} – собственные частоты колебаний, Гц;
 i, j, k – численные параметры указанных циклов.

Заключение

Получающиеся в ходе расчета собственные моды колебаний распределяются по ширине соответствующих октав, серединой которых являются среднегеометрические частоты соответствующих октавных фильтров [9, 10]. В этом случае счетчик собственных мод колебаний в соответствующей полосе частот увеличивает свое значение на единицу. Собственные частоты колебаний выше 11200 Гц не учитываются, так как именно это значение является верхней границей полосы пропускания девятой октавы.

Список литературы

- 1 Тишина, А. В. Критерий оптимизации шума оборудования на стадии проектирования / А. В. Тишина, Д. А. Рудиков // Современные тенденции развития науки и технологий. – 2017. – № 3–4. – С. 118–120. – EDN YKRJMR.
- 2 Борисов, Л. П. Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – Москва : Машиностроение, 1990. – 256 с. – ISBN 5-217-00885-7.
- 3 Методические рекомендации по оценке условий труда для основных профессий ОАО «РЖД» (утв. распоряжением ОАО «РЖД» 19.12.2012 № 2614р) / В. А. Финоченко, Т. А. Финоченко, Е. П. Чубарь [и др.]. – Ростов-на-Дону, 2012. – 73 с.
- 4 Баланова, М. В. Методика и техническое обеспечение проведения экспериментальных исследований по определению шума на рабочих местах / М. В. Баланова, Т. А. Финоченко, И. А. Яицков // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1(46). – С. 5–8. – ISSN 1818-5509.
- 5 Экспериментальные исследования шума и вибрации при местном упрочнении деталей шарико-стержневым упрочнителем / С. А. Морозов, А. Н. Чукарин, Т. А. Финоченко // Мониторинг. Наука и технологии. – 2019. – № 1(39). – С. 65–69. – ISSN 2076-7358.
- 6 Финоченко, Т. А. Теоретическое исследование шума на участках обкатки двигателей / Т. А. Финоченко, В. Э. Фролов, И. А. Яицков // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2020. – Вып. 10. – С. 111–115. – ISSN 2071-6168.

References

- 1 Tishina, A. V. The criterion for optimizing equipment noise at the design stage / A. V. Tishina, D. A. Rudikov // Modern trends in the development of science and technology. – 2017. – No. 3–4. – P. 118–120. – EDN YKRJMR.
- 2 Borisov, L. P. Soundproofing in mechanical engineering / L. P. Borisov, D. R. Guzhas. – Moscow : Mashinostroenie, 1990. – 256 p. – ISBN 5-217-00885-7.
- 3 Guidelines for assessing working conditions for the main professions of Russian Railways (approved by order of Russian Railways on December 19, 2012 No. 2614r) / V. A. Finochenko, T. A. Finochenko, E. P. Chubar [et al.]. – Rostov-on-Don, 2012. – 73 p.
- 4 Balanova, M. V. Methodology and technical support for experimental studies of determining noise at workplaces / M. V. Balanova, T. A. Finochenko, I. A. Yaitskov // Trudy Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2019. – No. 1(46). – P. 5–7. – ISSN 1818-5509.
- 5 Experimental studies of noise and measurements with appropriate hardening with a part-rod hardener / S. A. Morozov, A. N. Chukarin, T. A. Finochenko // Monitoring. Science and technology. – 2019. – No. 1(39). – P. 65–69. – ISSN 2076-7358.
- 6 Finochenko, T. A. Theoretical study of noise in the areas of engine running-in / T. A. Finochenko, V. E. Frolov, I. A. Yaitskov // Izvestiya TulGU. – Technical science. – 2020. – Issue 10. – P. 111–115. – ISSN 2071-6168.

7 Чукарин, А. Н. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки / А. Н. Чукарин. – Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2004. – 152 с. – ISBN 5-7890-0326-5.

8 Борисов, Л. П. Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – Москва : Машиностроение, 1990. – 256 с. – ISBN 5-217-00885-7.

9 Кравченко, М. А. Теоретическое исследование процессов шумообразования компрессорных установок / М. А. Кравченко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4. – С. 19–25. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_19.

10 The estimation coefficient of the vibration transmission to the engines' support structures / I. Yaitskov, T. Finochenko, V. Frolov // Akustika. – 2021. – Т. 39. – P. 129–133. – DOI 10.36336/akustika 202139127.

7 Chukarin A. N. Theory and method of acoustic calculations and design of technological machines for mechanical processing / A. N. Chukarin. – Rostov-on-Don : Publishing Center DSTU, 2004. – 152 p. – ISBN 5-7890-0326-5.

8 Borisov, L. P. Soundproofing in mechanical engineering / L. P. Borisov, D. R. Guzhas. – Moscow : Mashinostroenie, 1990. – 256 p. – ISBN 5-217-00885-7.

9 Kravchenko, M. A. Theoretical study of the processes of excitation of vibrations and noise generation of compressor installations / M. A. Kravchenko // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2022. – No. 4. – P. 19–25. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_19.

10 The estimation coefficient of the vibration transmission to the engines' support structures / I. Yaitskov, T. Finochenko, V. Frolov // Akustika. – 2021. – T. 39. – P. 129–133. – DOI 10.36336/akustika 202139127.

M. A. Kravchenko

CALCULATION METHODOLOGY OF THE CHOICE OF RATIONAL OPTION SYSTEMS OF SOUND ABSORPTION FOR OPERATOR SOUND PROTECTION SYSTEMS OF THE COMPRESSOR STATIONS

Abstract. Each compressor unit includes two units the compressor and the energy source, namely the engine. Moreover, two types of engines are used such as electric motors for low-power compressors and internal combustion engines for high-power compressors. It should be noted that in almost all sections of compressor stations, sound pressure levels exceed the permissible standard values, especially for high-capacity compressors. Since, under the operating conditions of compressors and engines, it is not possible to reduce noise levels in the source itself. Therefore, a method of vibroacoustic calculation for closed premises has been developed and, in fact, on this basis, noise-vibration protection systems for compressor room operators have been substantiated by the criterion of fulfilling sanitary standards at workplaces. The eigenmodes of oscillations obtained during the calculation are distributed over the width of the corresponding octaves, the middle of which are the geometric mean frequencies of the corresponding octave filters.

Keywords: compressor stations, sound absorption systems, industrial premises, cabins, remote control.

For citation: Kravchenko, M. A. Calculation methodology of the choice of rational option systems of sound absorption for operator sound protection systems of the compressor stations / M. A. Kravchenko // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 2. – P. 167–171. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_2_167.

Сведения об авторах

Кравченко Михаил Александрович
Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Массовые коммуникации и прикладная лингвистика»,
кандидат филологических наук, доцент,
e-mail: mak@rgups.ru

Information about the authors

Kravchenko Mikhail Alexandrovich
Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Mass Communications and Applied Linguistics»,
Candidate of Philological Sciences,
Associate Professor,
e-mail: mak@rgups.ru