

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <https://naukovedenie.ru/>

Том 9, №6 (2017) <https://naukovedenie.ru/vol9-6.php>

URL статьи: <https://naukovedenie.ru/PDF/35TVN617.pdf>

Статья опубликована 02.12.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:

Яицков И.А. Теоретическое исследование воздушной составляющей шума силовых установок транспортных машин // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №6 (2017) <https://naukovedenie.ru/PDF/35TVN617.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

УДК 62

Яицков Иван Анатольевич

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения, Россия, Ростов-на-Дону¹
Заместитель директора Научно-исследовательской части
Доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»
Кандидат технических наук
E-mail: yia@rgups.ru
ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8937-8875>

Теоретическое исследование воздушной составляющей шума силовых установок транспортных машин

Аннотация. Транспортные машины, в особенности те, в которых силовыми установками являются двигатели внутреннего сгорания, создают повышенные уровни шума и вибрации, оказывающие вредное воздействие не только на локомотивные бригады тепловозов и мотовозов, но и на территорию жилой застройки. Следует отметить, что рекомендации Европейского союза направлены не только на меры пассивной защиты, к которым относятся акустические экраны и системы звукоизоляции, но и в первую очередь, на разработку мероприятий по снижению шума и вибраций в местах их возникновения, процесс формирования виброакустических характеристик силовых установок изучен недостаточно. Двигатели внутреннего сгорания относятся к тем источникам акустического излучения, уровни звукового давления которых практически невозможно уменьшить как в условиях заводоизготовителей транспортных машин, так и в условиях их эксплуатации.

В данной статье приведены результаты теоретических исследований уровней звукового давления создаваемых двигателями внутреннего сгорания при наличии капота силовой установки тепловозов и мотовозов. В работе получены аналитические зависимости, создаваемые акустическими характеристиками двигателями внутреннего сгорания в соответствующих расчетных точках.

Ключевые слова: силовые установки; транспортные машины; капоты; уровни шума

В силовых установках транспортных машин используются двигатели внутреннего сгорания (двс) значительно различающиеся по мощности (от 735 до 4410 кВт).

¹ 344038, Россия, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2

Следует отметить, что акустическое излучение силовых установок оказывает негативное воздействие не только на локомотивные бригады, но и на селитебную зону, прилегающую к железнодорожному полотну.^{2,3}

Несмотря на существующие исследования [1-7], процесс формирования виброакустических характеристик силовых установок изучен недостаточно.

Двигатели внутреннего сгорания транспортных машин располагаются под капотами. Поэтому при изучении воздушной составляющей шума силовых установок следует рассмотреть следующие составляющие шума:

- звуковое давление, создаваемое капотом от воздействия внутреннего воздушного шума от корпуса двигателя внутреннего сгорания;
- звуковое давление, пройденное через капот;
- звуковое излучение капота, создаваемое вибрациями элементов капота, несущей рамы;
- звуковое давление выхлопа двигателя внутреннего сгорания.

В этом случае уровни звукового давления от одновременного воздействия всех вышеперечисленных источников определяется энергетическим суммированием.

$$L_{P\Sigma} = 10 \lg \sum_l^3 10^{0,1L_{P_i}}$$

Расчет воздушной составляющей шума основан на следующей расчетной схеме (рис. 1).

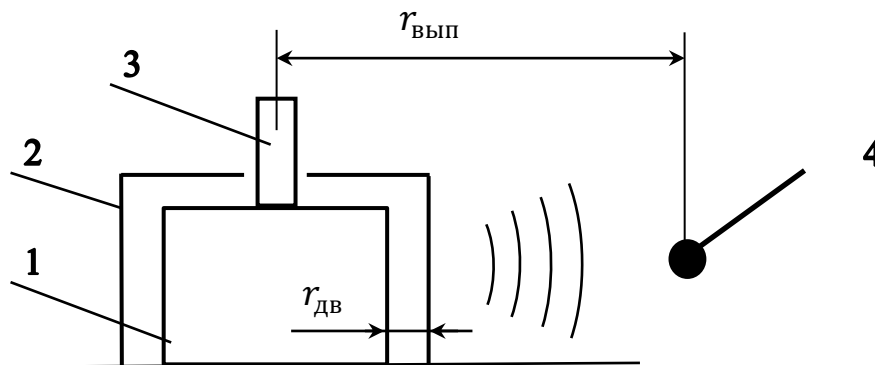


Рисунок 1. Расчетная схема воздушной составляющей шума силовой установки:

1 – капот; 2 – двигатель внутреннего сгорания; 3 – выхлоп (выпуск); 4 – расчетная точка (РТ) (составлено автором)

Доля шума выпуска на основе данных работы [7] определяется по формуле

$$L_1^{\text{ВЫП}} = L_{W_{\text{ВЫП}}} - 20 \lg \frac{r_{\text{ВЫП}}}{r_0} + \text{ПН} - \beta_{\text{ВЫП}} - x, \quad (1)$$

где: $L_{W_{\text{ВЫП}}}$, $L_{W_{\text{ДВ}}}$, $L_{W_{\text{РО}}}$ – соответственно спектры звуковой мощности источников, дБ;

² Директива 2006/66/ЕС // Official Journal of the European Union. – L.37. – 2006. С. 1-49.

³ Влияние на окружающую среду [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://tmn.fio.ru/works/80x/307/01creda.htm>.

$K_{дв}$ – коэффициент, который принимается с учетом расстояния от расчетной точки до корпуса двс ($R_{дв}$) (при $R_{дв} \leq 2$ м $K_{дв} = 20$);

x – числовая добавка (зависит от расположения источника шума на плоскости $x = 8$ дБ; в свободном пространстве $x = 11$ дБ);

$$r_{дв} = 1 \text{ м};$$

$R_{вып}$ – расстояние от выхлопной трубы двс до расчетной точки, м;

$$r_0 = 0,25 \text{ м};$$

ПН – показатель направленности выпуска (при направлении выхлопной трубы вверх ПН = 0, при направлении в сторону расчетной точки или вниз ПН = 4 дБ, при направлении в сторону от расчетной точки ПН = -4 дБ);

$\beta_{вып}$ – добавка, которая учитывает расположение выхлопной трубы на транспортной машине (выпуск трубы наверх на капот $\beta_{вып} = 0$ дБ, выпуск вбок $\beta_{вып} = 5$ дБ, выпуск за капот $\beta_{вып} = 8$ дБ);

$$r_{po} = 1 \text{ м};$$

$$R_{po} = \sqrt{h_{po}^2 + \left(\frac{R}{2}\right)^2}; \quad (2)$$

h_{po} – высота установки рабочего органа (РО), м;

R – расстояние от РО до РТ, м;

α_3 – коэффициент звукопоглощения отражающей поверхности, на которой расположена транспортная машина (табл. 1).

Таблица 1

Значение коэффициентов звукопоглощения [7]

Отражающая поверхность	Коэффициент в октавных полосах частот, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Асфальт, бетон	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06
Невысокая трава, песок	0,1	0,33	0,1	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7

Доля воздушного шума, проникающего через капот находится по выражению

$$L_{дв}^{PM} = L_{w_{дв}} + 10 \lg \left(\frac{\chi}{4\pi r_{дв}^2} + \frac{4\psi}{B_{кап}} \right) - 10 \lg \frac{\sum_1^n S_{капi}}{\sum_1^n S_{капi} 10^{-0,1(3и_{капi} + t_{дi}^{кап})}} - K_{кап} 10 \lg \frac{R_{кап}}{r_{кап}} +$$

$$+ 10 \lg \sum_1^n S_{капi} - x_1 \quad (3)$$

где: ψ – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля под капотом.

Согласно [8]:

$$\psi = 1 - 0,3 \frac{B_{кап}}{S_{кап}} \text{ при } 0 < \frac{B_{кап}}{S_{кап}} \leq 1,5;$$

$$\psi = 0,55 \text{ при } \frac{B_{кап}}{S_{кап}} > 1,5;$$

где: $B_{кап}$ – постоянная капота, м²;

Постоянная капота определяется зависимостью

$$B_{\text{кап}} = \frac{A_{\text{кап}}}{1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}};$$

где: $A_{\text{кап}}$ – звукопоглощение капота, м²;

$\bar{\alpha}_{\text{кап}}$ – средний коэффициент звукопоглощения капота;

χ – коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля и принимаемый в зависимости от отношения расстояния r между акустическим центром источника и РТ к максимальным габаритным размерам l_{max} источника шума;

$r_{\text{дв}}$ – расстояние от двс до элементов капота, м;

$S_{\text{кап}}$; $S_{\text{кап}i}$ – площадь капота, площадь i -го ограждения, м²;

$ZI_{\text{кап}i}$ – приведенная звукоизоляция i -го элемента ограждения капота, дБ;

$t_{\text{д}i}^{\text{кап}}$ – добавка к звукоизоляции элементов ограждения капота в зависимости от их расположения по отношению к расчетной точке, дБ ($t_{\text{д}}^{\text{кап}} = 0$, поверхность элемента капота расположена напротив РТ; $t_{\text{д}}^{\text{кап}} = 5$ дБ, боковая или верхняя поверхность элемента капота; $t_{\text{д}}^{\text{кап}} = 8$ дБ, задняя поверхность элемента капота по отношению к РТ).

Коэффициент искажения поля χ :

$$\begin{aligned} \chi &= 4 \text{ при } r/l_{\text{max}} < 1; \\ \chi &= 4 - r/l_{\text{max}} \text{ при } 1 < r/l_{\text{max}} \leq 3; \\ \chi &= 1 \text{ при } r/l_{\text{max}} \geq 3. \end{aligned}$$

Тогда выражение (3) применительно к компоновке силовой установки примет вид:

$$\begin{aligned} L_{\text{дв}}^{\text{PM}} &= L_{w_{\text{дв}}} + 10 \lg \left(\frac{\chi}{4\pi r_{\text{дв}}^2} + \frac{4\psi}{B_{\text{кап}}} \right) - 10 \lg \frac{\sum_1^n S_{\text{кап}i}}{\sum_1^n S_{\text{кап}i} 10^{-0,1(ZI_{\text{кап}i} + t_{\text{д}i}^{\text{кап}})}} - K_{\text{кап}} 10 \lg \frac{R_{\text{кап}}}{r_{\text{кап}}} + \\ &+ 10 \lg \sum_1^n S_{\text{кап}i} - x_1 + 10 \lg \left(\frac{0,08}{r_{\text{дв}}^2} + \frac{1-1,3\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}} \right) + 6, \end{aligned} \quad (4)$$

Вопросам шумообразования и расчетам акустических характеристик машиностроительного оборудования, подвижного состава и двс посвящено достаточное количество исследований [1-10, 15-17]. При этом определен ряд аналитических и эмпирических зависимостей для расчета шума двс.

В исследованиях проведенном П. Толеном [10] представлено выражение и номограмма (рис. 2) для расчета уровней звука (УЗ) двс, которые устанавливаются на строительно-дорожные машины в зависимости от скорости поршня c_m числа цилиндров i и длины хода поршня S_n :

$$L = 30 \lg c_m + 5 \lg i \frac{S_n}{100} + 69. \quad (5)$$

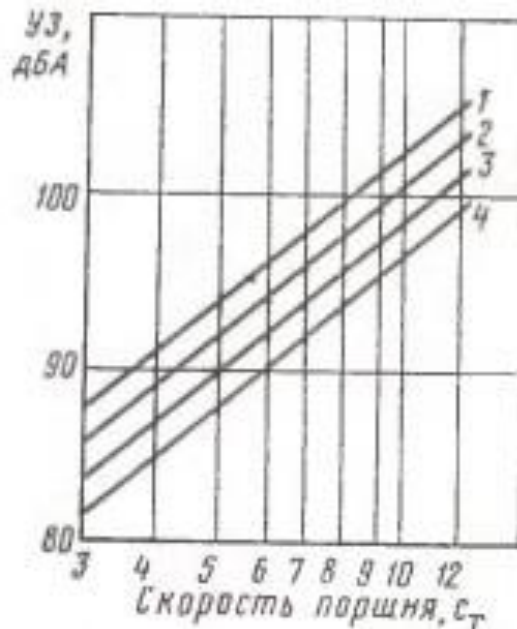


Рисунок 2. Зависимости для определения уровней звука двигателей внутреннего сгорания [7], которые устанавливаются на восьмицилиндровые (1), четырехцилиндровые (2), двухцилиндровые (3) и одноцилиндровые (4) СДМ

Однако данная зависимость не учитывает взаимодействие звукового излучения двигателя с воздушным объемом капота.

Решение задачи звукового излучения капота силовой установки, создаваемые воздействием внутреннего звукового поля, основано на методах, разработанных Б. И. Климовым [11]. В этом случае звуковое давление, создаваемое в замкнутом внутреннем объеме капота акустическим излучением корпуса двигателя внутреннего сгорания, рассматривается как силовое воздействие, равномерно распределенное по внутренней поверхности соответствующего элемента капота. Капот представляет собой конструкцию, состоящую из пяти тонкостенных стальных пластин, то можно предположить, что основное излучение звуковой энергии происходит на собственных формах колебаний стенок капота. В этом случае звуковое давление элементов в виде плоской пластины определяется следующей зависимостью [11].

$$P = \frac{k\rho_0c_0}{2\pi r} V_{mn} S_v, \quad (6)$$

где: k – волновое число, 1/м;

ρ_0 – плотность воздуха, кг/м³;

c_0 – скорость звука в воздухе, м/с;

V_{mn} – скорость колебаний стенок капота на их собственных частотах колебаний, м/с;

r – расстояние от источника до стенки капота, м;

S_v – спектр Фурье.

Звуковое давление, определяемое на центральной оси, в октавных или трехоктавных интервалах частот, равно сумме отдельных составляющих излучения, которые попадают в соответствующие октавные полосы частот. Тогда выражение (6) примет вид:

$$P_{j(P)} = \sum_{j=1}^N \frac{8k\rho_0 c_0 S}{\pi^3 r \rho h} \frac{P_k c_0}{\omega_j \eta_j n_j}, \quad (7)$$

где: S – площадь стенки капота, м²;

ρ – плотность материала капота, кг/м³;

h – толщина стенки капота, м;

η_j – коэффициент потерь;

ω_j – круговая частота, рад/с;

n_j – среднее число волн в полосе частот;

P_k – звуковое давление внутри капота, создаваемое звуковым излучением корпуса двс, дБ.

Уровень звукового давления в соответствующей полосе частот $L_{P_{j(P)}}$, излучаемого стенкой капота при воздействии внутреннего воздушного шума [12], определяется выражением

$$L_{P_{j(P)}} = L_{P_k} + 20 \lg A \frac{2}{\pi r h} + 10 \lg \sum_{j=1}^N (f_j \eta_j)^{-2}, \quad (8)$$

где: $A = \sum_{j=1}^N \frac{\rho_0 (l_1^2 + l_2^2) c_n h}{\pi r S (3(1-\mu^2))^{0,5}}$,

c_n – скорость распространения продольных волн в стенке капота, м/с;

μ – коэффициент Пуассона;

l_1 и l_2 – длины сторон стенки капота, м.

Для того, чтобы определить звуковое давление внутри элементов капота, необходимо рассмотреть распространение звука в замкнутых объемах различной формы и размеров.

Элементы капота выполняются из стали, коэффициент звукопоглощения которой имеет малую величину. Как известно [13], в помещениях, стенки которых выполнены из материалов с малым коэффициентом звукопоглощения, форма объема оказывает незначительное влияние на характеристики звукового поля при средних и высоких частотах.

Капот двс имеет форму, близкую к прямоугольному параллелепипеду или кубу. В этих условиях звуковые волны, излучаемые источником, многократно отражаются от элементов капота и вступают в резонанс с собственными формами колебаний внутренних воздушных объемов элементов капота и существенно отличаются от излучаемых звуковых волн самим источником. В случае источника, имеющего широкий спектр излучения (что и характерно для двс), задача усложняется еще и тем, что одновременно излучается большое количество звуковых волн с различными частотами. Звуковое поле в этом случае состоит из большого числа стоячих волн, возбуждаемых источником.

Исходя из вышесказанного, рассмотрим объем, имеющий форму прямоугольного параллелепипеда, внутри которого расположен широкополосный источник акустического излучения стороны параллелепипеда обозначим l_x, l_y, l_z , причем $l_x > l_y > l_z$.

Уравнение для вынужденных колебаний объема воздуха прямоугольной формы, вызванных точечным источником, имеет вид [13]:

$$\Delta P_k + \left(\frac{2\pi f}{c_0}\right)^2 = i \frac{\omega \rho_0 Q_0 S}{V} \sum_N \frac{\psi_N(P) \psi_N(S)}{\Delta_N} \exp(-i\omega t), \quad (9)$$

где: f – частота;

Q_0 – производительность источника шума;

V – объем;

$\psi_N(P) = \sin \frac{n_x \pi x}{l_x} \sin \frac{n_y \pi y}{l_y} \sin \frac{n_z \pi z}{l_z}$ – значение фундаментальной функции в точке с координатами x, y, z ;

$\psi_N(S)$ – значение фундаментальной функции в точке расположения источника шума;

Δ_N – среднее значение функции $\psi_N^2(P)$ по объему;

n_x, n_y, n_z – триада целых чисел, характеризующая данную моду колебаний.

Решение уравнения (9) имеет вид [13]:

$$P = \frac{\rho_0 c_0^2 Q_0 \exp(-i\omega t)}{V} \sum_N \frac{\psi_N(P) \psi_N(S) i \omega \Delta_N^{-1}}{(2\pi f)^2 - (2\pi f_N)^2}, \quad (10)$$

где: f_N – собственные частоты внутреннего воздушного объема, которые находятся по формуле [3]:

$$f_N = \frac{c_0}{2} \left(\left(\frac{n_x}{l_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y} \right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z} \right)^2 \right)^{0,5}. \quad (11)$$

Уровень шума, создаваемый источником внутри капота, определяется по формуле:

$$L = 20 \lg \frac{P}{P_0}, \quad (12)$$

где: P_0 – пороговое звуковое давление, $2 \cdot 10^{-5}$ Па.

На практике измеряется обычно среднеквадратичное звуковое давление \overline{P}^2 , которое имеет вид [13]:

$$\overline{P}^2 = \frac{\rho_0^2 c_0^4 Q_0^2}{2V^2} \sum_N \frac{\omega^2}{(2\omega_N \delta_N)^2 + (\omega_N^2 - \omega^2)^2}. \quad (13)$$

где: δ_N – коэффициент затухания.

Коэффициент затухания определяется следующим выражением

$$\delta_N = \frac{c_0}{8V} A_S a_S \quad (14)$$

где: $A_S = 2(l_x l_y + l_y l_z + l_z l_x)$ – площадь внутренней поверхности капота;

a_S – коэффициент поглощения.

Коэффициент поглощения равен

$$a_S = 1 - \xi^2 \quad (15)$$

где: ξ – коэффициент отражения звука.

Коэффициент отражения звука имеет вид [14]:

$$\xi = \frac{i(\alpha + \alpha^{-1}) s h a'_1 h}{2c h a'_1 h - i(\alpha - \alpha^{-1}) s h a'_1 h} \quad (16)$$

где: $\alpha = \frac{\rho a}{\rho_0 a'_1}$; $a'_1 = \frac{2\pi n f}{c} \left(\sin^2 \theta - \frac{c_0^2}{c^2} \right)^{0,5}$; $a = \frac{2\pi n f}{c} \cos \theta$;

c – скорость звука в материале капота;

θ – угол падения звуковой волны на стенку капота.

Подставляя (16) в (15) и производя вычисления, получим выражение коэффициента поглощения:

$$a_s = \frac{4ch^2 a_1' h + \alpha^2 sh^2 a_1' h \cos^2 \theta}{4ch^2 a_1' h + \alpha^2 sh^2 a_1' h}, \quad (17)$$

где: h – толщина стенки капота.

Выражение (16) справедливо для случая косоуго падения звуковой волны на стенку капота. Коэффициент отражения звука в случае нормального падения на стенку определяется выражением [14]:

$$\xi = \frac{\alpha - \alpha^{-1}}{\alpha + \alpha^{-1} - 2i \operatorname{ctg} ah} \quad (18)$$

Тогда коэффициент поглощения звука определяется формулой:

$$a_s = \frac{4\operatorname{ctg}^2 ah + \alpha^2 \sin^2 \varphi}{4\operatorname{ctg}^2 ah + \alpha^2} \quad (19)$$

где: $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2 \operatorname{ctg} ah}{\alpha}$.

Для более точных расчетов коэффициент поглощения может быть вычислен по формуле [13]:

$$a_s = \frac{0,162V}{t_p} \quad (20)$$

где: t_p – время реверберации звука в объеме, которое легко определяется экспериментально.

Зависимость производительности источника шума (в данном случае двс) зададим в следующем виде:

$$Q = S_d \vartheta_{di} \quad (21)$$

где: S_d – площадь поверхности корпуса двс, м^2 ;

ϑ_{di} – скорости колебаний корпуса, м/с .

Подставляя выражение (13), (21) в формулу уровня шума (12) и считая плотность воздуха $\rho_0 = 1,23 \text{ кг/м}^3$ и скорость звука в воздухе $c_0 = 343 \text{ м/с}$, получим выражение уровня шума, создаваемого точечным источником внутри капота:

$$L = 20 \lg \frac{S_d \vartheta_{di}}{V} + 10 \lg \sum_N \frac{f^2}{\left(\frac{\delta_N f_N}{\pi}\right)^2 + (f_N^2 - f^2)^2} + 200. \quad (22)$$

Выражение (22) может быть использовано для расчета как общего уровня шума, так и уровней звукового давления в октавных и трехоктавных полосах. Для этого необходимо знать ширину полос пропускания Δf_j анализатора спектра, который будет использоваться при измерениях. Тогда уровень звукового давления в j -й полосе будет равен:

$$L = 20 \lg \frac{S_d \vartheta_{di}}{V} + 10 \lg \sum_{Nj} \frac{f_j^2}{\left(\frac{\delta_N f_N}{\pi}\right)^2 + (f_N^2 - f_j^2)^2} + 200, \quad (23)$$

где: N_j – число собственных частот воздушного объема, попавших в j -ю полосу;

f_j – среднегеометрическая частота полосы пропускания соответствующего фильтра.

При определении уровней звукового давления на частотах, больших 2000 Гц, и в особенности общего уровня шума, число слагаемых вычисляется по формуле [13]:

$$N = \frac{4\pi V}{3} \left(\frac{f}{c_0}\right)^3.$$

Для объема $V = 10 \text{ м}^3$ и частоты $f = 500000 \text{ Гц}$ число собственных частот, меньших f , равно 1000. Для практических расчетов нет необходимости учитывать все собственные частоты, так как из выражения (23) видно, что уровни звукового давления существенно влияние оказывают собственные частоты воздушного объема, близкие к среднегеометрическим частотам соответствующих фильтров.

Подставляя выражение (23) в формулу (8), получим исходное выражение для расчета уровня звукового давления в соответствующей полосе частот при воздействии на капот звукового поля, создаваемого внутри корпуса двс:

$$L = 20 \lg A \frac{S_R \vartheta_{Ri}}{V \rho \pi r} + 10 \lg \sum_{N_j} \frac{f_j}{\left(\frac{\delta_{Nj} f_j}{\pi}\right)^2 + (f_N^2 - f_j^2)^2} + 10 \lg \sum_{N_j} \frac{1}{(f_j \eta_j)^2} + 200, \quad (24)$$

Подставляя значение плотности и толщины стенки капота, получим выражение уровней звукового давления, приведенное к виду, удобному для инженерных расчетов:

$$L = 20 \lg \frac{S_{Ri} \vartheta_{Ri} (l_i^2 + l_{i+1}^2)}{V l_i l_{i+1} r} + 10 \lg \sum_{N_j} \frac{f_j}{\left(\frac{\delta_{Nj} f_j}{\pi}\right)^2 + (f_N^2 - f_j^2)^2} + 10 \lg \sum_{N_j} \frac{1}{(f_j \eta_j)^2} + 175, \quad (25)$$

Представленные выражения учитывают акустические параметры самого источника, геометрические, физико-механические характеристики капота.

Выводы

1. Сравнение расчетных уровней шума с предельно-допустимыми значениями позволяют определить величину превышений в соответствующих частотных диапазонах.
2. Полученные аналитические зависимости позволяют решить обратную задачу, а именно, задаваясь предельно-допустимыми значениями уровней звукового давления определить требуемые величины коэффициентов потерь колебательной энергии, толщины стенки капота и звукопоглощающим материалом. Причем мероприятия по достижению санитарных норм силовых установок мотовозов реализованы не только на уже эксплуатируемых машинах, но и на этапе проектирования капотов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хеймерл Г. Сравнение методов защиты от шума // Железные дороги мира. – 1999. – №5.
2. Шум на транспорте: пер с англ. / под ред. В. Е. Тольского, Г. В. Бутакова, Б. Н. Мельникова. – М.: Транспорт, 1995. – 368 с.
3. M. G. Dittrich, IMAGINE railway noise source model, default source data and measurement protocol, EU-FP6 project IMAGINE report (IMA6TR-050912-TNO01), TNO, 2005. – С. 44.

4. Пронников Ю. В. Моделирование структурной составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава / Ю. В. Пронников // Вестник РГУПС. – Ростов н/Д: – 2010. – №3. – С. 64-68.
5. Капустянский А. М., Герберт В. А., Каганов В. С., Месхи Б. Ч. и др. Зависимость коэффициента потерь колебательной энергии тонких стальных пластин в функции толщины и частоты колебаний // Проектирование технологических машин: Сб. науч. тр. Вып.23 / Под ред. А. В. Пуша. – М.: ГОУ ДПО «ИУИАП», 2001. – С. 22-24.
6. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник. – М.: Логос, 2013. – 432 с.
7. Иванов Н. И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н. И. Иванов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
8. Борисов, Л. П. Звукоизоляция в машиностроении / Л. П. Борисов, Д. Р. Гужас // – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.
9. Пронников Ю. В. О расчете составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава, создаваемой вибрацией элементов остекления // Транспорт. Безопасность. Логистика: тр. междунар. науч.-практ. конф. – Ростов н/Д, 2010. – С. 8-14.
10. Tholen P. Schallschutzmaßnahmen beim Einbau von Verbrennungsmotoren in Baumaschinen. – Haus Techn / 1970. S. 56-58.
11. Климов Б. И. О методах расчета излучения шума плоскими элементами кожухов. – В кн.: Борьба с шумом и вибрацией в полиграфических машинах. – М.: 1979. – С. 49-53.
12. Чукарин А. Н., Заверняев Б. Г. Возбуждение внутренних полостей станков. В кн.: Автоматизация процессов в сельхозмашиностроении. – Ростов н/Д: РИСХМ, 1977. – С. 76-80.
13. Морз Ф. Колебания и звук. – М.: Гостехиздат, 1949. – 493 с.
14. Ржевкин С. Н. Курс лекций по теории звука. – М.: Изд-во МГУ, 1960. – 335 с.
15. Тамаркин М. А., Исаев А. Г., Чукарин А. Н. Обеспечение акустической безопасности технологического процесса обработки шарико-стержневым упрочнителем плоских деталей при достижении заданных параметров поверхностного слоя // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №6(2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/28TVN616.pdf>(доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.
16. Голосной С. В., Ермолов М. В. Моделирование вибраций корпусов шпиндельных бабок копировально-фрезерных и вертикально-сверлильных деревообрабатывающих станков // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №2(2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/28TVN217.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.
17. Подуст С. Ф. и др. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 157 с.

Yaitskov Ivan Anatolyevich

Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don
E-mail: yia@rgups.ru

Theoretical study of the transport vehicles power plants noise air component

Abstract. Transport vehicles, especially those in which power plants are internal combustion engines, create increased levels of noise and vibration, which have a harmful effect not only on locomotive brigades of locomotive and diesel shunting locomotive, but also on the territory of residential buildings. It should be noted that the European Union recommendations are directed not only to passive protection measures, such as acoustic screens and soundproofing systems, but primarily to the development of noise and vibration reducing in their places of origin. The process of forming vibroacoustic characteristics of power plants has not been studied enough. Internal combustion engines belong to those sources of acoustic radiation, the sound pressure levels of which are practically impossible to reduce both in the conditions of the transport vehicles manufacturing plants and in the conditions of their operation.

The paper presents the sound pressure levels produced by internal combustion engines in the presence of a power plant hood of locomotive and diesel shunting locomotive theoretical studies results. The analytical dependencies created by the acoustic characteristics of the internal combustion engines at the corresponding calculated points are obtained in this study.

Keywords: power plants; transport vehicles; hoods; noise levels