

УДК 656.053.7

АНАЛИЗ МЕТОДОВ И РАСЧЕТ ОЖИДАЕМОЙ ШУМНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

ANALYSIS OF METHODS AND CALCULATION OF EXPECTED NOISINESS OF TRANSPORT MACHINES

Василевич Ю. В.¹, д-р физ.-мат. наук, проф.,

Неумержицкая Е. Ю.², канд. физ.-мат. наук, доц.,

Беляцкая Л. Н.¹, канд. физ.-мат. наук, доц.,

Алейников И. А.¹, студ., **Цыбульский М. А.**¹, студ.,

¹Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

²Академия последиplomного образования,

г. Минск, Республика Беларусь

Yu. Vasilevich¹, Doctor of Physics and Mathematics, Professor,

E. Neumezhitskaya², Ph.D. in Phys.-Math., Associate Professor,

L. Belyatskaya¹, Ph.D. in Phys.-Math., Associate Professor,

I. Aleinikov¹, stud., M. Tsybulskiy¹, stud.,

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

²Postdiploma Education Academy, Minsk, Belarus

Дан анализ оценки ожидаемой шумности машин.

An analysis of the expected noisiness of machines is given.

Ключевые слова: *транспортная машина, акустика, шумозащита, звукоизоляция, частота.*

Keywords: *transport vehicle, acoustics, noise protection, soundproofing, frequency.*

ВВЕДЕНИЕ

Снижение уровней шумности машин является одной из актуальных научно-технических проблем последних десятилетий в связи с увеличением энерговооруженности транспортных машин, рабочих скоростей, разработкой новых типов машин. Увеличение уровня шума ухудшает здоровье человека, снижает производительности труда, растет акустическое загрязнение среды обитания. В итоге, проблема защита от шума сводится к решению двух важных проблем – охраны окружающей среды и труда.

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ РАСЧЕТА ПРОГНОЗИРУЕМОЙ ШУМНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Методика расчета прогнозируемой шумности машин включает следующие этапы исследования: акустическая оценка источника шума, включая информацию о его мощности W ; путей распространения и выявления источников звука. Поскольку транспортные машины функционируют на разных режимах, поэтому шум, излучаемый ими, носит стохастический характер, мощность которого описывается функцией, зависящей от времени t и частоты f .

$$W = F(t, f)$$

При работе машины в стационарном режиме шума, как правило, приписывают детерминированный характер распространения и его мощность является функцией только от частоты f , т. е. $W = F(f)$.

В связи с разнообразными реальными источниками шума, представляющими колебательные системы сложной формы, расчет их затруднен. Для упрощения расчетов введена система идеализированных излучателей звука простой формы. В итоге в зависимости от типов излучателей изучают действия распространения плоских, цилиндрических или сферических волн.

Как правило, источники звука на транспортных машинах находятся на небольших расстояниях друг от друга. Принято [1], что если источники расположены на расстоянии $R \geq \lambda/6$, где λ – длина звуковой волны, м; то они некогерентны. Источники звука некогерентны в диапазоне частот, начинающейся в $f \geq 110\text{--}200$ Гц. При некогерентности при наложении нескольких i звуковых волн с эффективным звуковым давлением суммарное эффективное звуковое давление рассчитывается по формуле:

$$P_{\text{сум}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n P_i^2} \text{ ,}$$

и тогда суммарный уровень звукового давления

Следует отметить, что при расчетах основной акустической характеристикой является звуковая мощность источника W , которая

не зависит от размеров замкнутого объема, где установлен источник. Вследствие изложенного акустические расчеты транспортных машин осуществляются при $W = \text{const}$. При действии n источников звуковая мощность в расчетной точке равна:

$$W = \sum_{i=1}^n W_i.$$

При использовании статистической теории при идеализации акустических процессов, обусловленной неучетом волновой природы звука, и положенной в основу методов расчета ожидаемой шумности транспортных машин, должны быть учтены общепринятые ограничения и допущения [2; 3].

Предположение об идеализации диффузности звукового поля в замкнутых объемах транспортных машин во всем диапазоне частот является неприемлемым из-за того, что поле не обладает свойствами однородности и изотропности. Как отмечено в [3] «в первом приближении звуковое поле в замкнутом объеме может рассматриваться как диффузное, если в нем содержится достаточно большое число, как правило более 10, мод его колебаний».

Подытоживает предположение о диффузности звукового поля в замкнутых объемах транспортных машин согласно определению Шредера «звуковое поле в случае спадов отраженной энергии имеет квазидиффузный характер, обусловленный наличием в каждой точке объема результирующего потока энергии при сохранении формального признака диффузности по изотропности угловой направленности элементарных потоков». Поэтому весь частотный диапазон для замкнутых объемов транспортных машин подразделяется на три основные области: квазидиффузного звукового поля – начиная с частоты $f \geq f_{\text{диф}}$; отраженной звуковой энергии при $f_{\text{отр}} \leq f < f_{\text{диф}}$; вынужденных колебаниях – при $f_{\text{в}} < f < f_{\text{отр}}$.

Граница квазидиффузного поля находится из выражения

$$f_{\text{диф}} = 500 / \sqrt[3]{V},$$

где V – объем замкнутого пространства, м^3 .

Поскольку объемы кабин и отсеков транспортных машин в среднем составляют 3–5 м³, то начиная с частот 230–320 Гц поле в них можно считать квазидиффузным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные расчетные схемы для определения воздушной составляющей шума транспортных машин приведены в [4]. Приведенная научно-техническая информация в указанном источнике является базовой при разработке новых расчетных схем, т. е. если приведенные схемы не соответствуют разрабатываемой машине, то при разработке новой расчетной схемы необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

- при наличии на транспортной машине активного функционирующего рабочего технического устройства расчет шума от него рекомендуется осуществлять как для двигателя без капота;
- традиционно изготавливаемые шестерни зубчатых передач редукторов, коробок передач и др. из металла заменить на композиционный материал, обеспечивающий прочность, долговечность работы и значительное снижение шума;
- на контактную рабочую зону соприкасающихся зубьев зубчатых передач наносить специальный сплав, обеспечивающий надежную работу механизмов и снижения уровня шума [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Скучек, Е. Простые и сложные колебательные системы / Е. Скучек. – М.: Мир, 1971. – 557 с.
2. Maekawa, Z. Noise Reduction by Distance from Sources of Various Shapes / Z. Maekawa // *Applied Acoustics*. – 1970. – № 3. – P. 225–238.
3. Иванов, Н. И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах / Н. И. Иванов. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
4. Техническая акустика транспортных машин / Л. Г. Балишенская [и др.]: под ред. Н. И. Иванова. – СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.
5. Шелег, В. К. Технологии нанесения покрытий для снижения шума, генерируемого зубчатыми передачами / В. К. Шелег, Минь Ма, М. А. Кравчук // *Инновационные технологии в машиностроении Полоц. гос. ун-т*, 2023. – С. 16–18.

Представлено 15.05.2023