

**В.Н. Старжинский, Д.Р. Гагарин**

Уральский государственный лесотехнический университет

Старжинский Валентин Николаевич родился в 1941 г., окончил в 1963 г. Уральский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой охраны труда Уральского государственного лесотехнического университета. Имеет более 150 печатных работ в области промышленной акустики. E-mail: [dedvns@mail.ru](mailto:dedvns@mail.ru)



Гагарин Дмитрий Робертович родился в 1987 г., окончил в 2009 г. Уральский государственный лесотехнический университет, аспирант Уральского государственного лесотехнического университета, имеет 2 работы в области промышленной акустики. E-mail: [demonsaab@mail.ru](mailto:demonsaab@mail.ru)



## **К РАСЧЕТУ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА С УДАРНЫМИ НАГРУЗКАМИ**

Разработан метод определения звуковой мощности, излучаемой корпусными конструкциями оборудования лесного комплекса, находящимися под действием динамических нагрузок.

*Ключевые слова:* шум, звуковая мощность, коэффициент излучения, коэффициент прохождения изгибных волн, критическая частота, колебательная скорость.

Реальные машины, излучающие шум из-за ударных процессов, возникающих при их работе, представляют собой сложные колебательные системы, строгий расчет звукового поля которых практически невозможен. К таким источникам шума на предприятиях лесного комплекса относятся рубительные машины, защитные кожухи деревообрабатывающих станков, а так же такие конструктивные элементы машин и оборудования как загрузочные и пересыпные лотки.

Практически ни один из источников шума оборудования с импульсивным возбуждением нельзя аппроксимировать элементарными излучателями - монополюсом, диполем (мы не рассматриваем здесь вопросы шумообразования в приводных механизмах, где такая аппроксимация возможна). Источниками шума этого оборудования являются колеблющиеся поверхности, находящиеся под действием ударной нагрузки.

Во всех случаях, перечисленных выше, причиной шума являются изгибные волны в конструкциях, представляющих собой различные комбинации соединений пластин. Другие типы упругих волн на звукоизлучение указанных конструкций оказывают слабое влияние. Теоретическое описание излучения звука реальными конструкциями машин на современном этапе развития технической акустики не представляется возможным. Колеблющиеся плоские элементы машин представляют собой акустические решетки, ячейки которых определяются сеткой узловых линий.

Вопросы, относящиеся к направленности излучения, здесь рассматриваться не будут. Попытаемся оценить излучаемую звуковую мощность. Такая оценка важна при решении практических задач, связанных со снижением шума оборудо-

вания на стадии проектирования. Излучение звука при изгибных колебаниях пластин конечных размеров в общем виде рассматриваются в ряде работ. Не останавливаясь на теоретической стороне вопроса, укажем на основные моменты, характеризующие процесс излучения звука пластиной, в которой возбуждаются изгибные колебания.

Изгибные колебания, амплитуда которых синусоидально изменяется с расстоянием, излучают звук в том случае, когда длина изгибной волны в структуре колебаний пластины больше, чем длина звуковой волны. В этом случае звуковые поля, возбуждаемые каждым элементом решетки пластины, можно рассматривать как пространственно некоррелированные, и сопротивление излучения на единицу площади пластины близко к  $\rho C$  ( $\rho$  – плотность воздуха;  $C$  – скорость звука). Если же длина изгибной волны меньше длины звуковой волны, что возможно на низких звуковых частотах, то возбуждается безваттный поток, который не сопровождается звуковым излучением, т. е. излучатель работает в режиме акустического короткого замыкания. Однако даже на низких частотах звук возбуждается из-за искажения синусоидального поля колебаний в окрестностях возбуждающей силы и из-за нарушения непрерывности поля колебаний вблизи краев пластин.

Применив модифицированный принцип Гюйгенса, можно установить, что точечная сила возбуждает в пластине расходящиеся изгибные волны. Следующие одна за другой круговые зоны шириной в половину изгибной волны имеют противоположные фазы. Вклады любых двух соседних половин таких зон в звуковое излучение взаимно уничтожаются. Тогда звуковая мощность оказывается обусловленной исключительно объемным потоком, который возбуждается первой половиной круговой зоны, оставшейся в результате взаимной компенсации. Звуковая мощность в этом случае эквивалентна звуковому полю, возбуждаемому низшими формами собственных колебаний, которые акустически не замкнуты накоротко.

В том случае, когда внешняя сила представляет собой ударную нагрузку, приложенную в точке, возбуждаются колебания практически всех форм собственных колебаний, резонансные частоты которых значительно ниже частоты сил. Для этих форм собственных колебаний расстояние между узловыми линиями значительно больше половины звуковой волны. Они акустически не замкнуты накоротко и их сопротивления излучения близки.

Следовательно, звуковую мощность можно рассчитать, суммируя вклады всех форм собственных колебаний, порядок которых ниже номера формы собственных колебаний, соответствующей случаю акустического короткого замыкания, при котором сопротивление излучения равно нулю.

Практическая реализация разработанных теоретических методов для решения прикладных задач оказывается очень сложной. В инженерной практике принято звуковую мощность, излучаемую источником с заданным распределением колебательной скорости, выражать через коэффициент излучения  $\sigma$  [1]:

$$P = \rho c \sigma s V^2, \quad (1)$$

где  $P$  – звуковая мощность, Вт;

$s$  – площадь поверхности излучения, м<sup>2</sup>;

$V^2$  – среднее значение квадрата колебательной скорости излучающей поверхности, м/с;

$\rho c$  – волновое сопротивление среды, кг/м<sup>2</sup>с;

$\sigma$  – коэффициент излучения.

Исходя из вышесказанного, реальные элементы оборудования, представляющие собой пластины, излучают хорошо звук на тех частотах, на которых  $\lambda_{II} > \lambda$  (где

$\lambda_{\text{пл}}$  – длина изгибной волны в пластине;  $\lambda$  – длина звуковой волны). Для низких частот коэффициент  $\sigma$  меньше 1 и зависит от соотношения многих факторов реальной конструкции.

Для каждой пластины условие  $\lambda_{\text{пл}} = \lambda$  соответствует вполне определенной частоте, называемой критической:

$$f_{\text{кр}} = \frac{c^2}{\pi\delta} \sqrt{\frac{3\rho(1-\mu^2)}{E}}, \quad (2)$$

где  $\rho$ ,  $\delta$ ,  $E$ ,  $\mu$  – соответственно плотность, толщина, модуль продольной упругости, коэффициент Пуассона материала пластины.

На величину коэффициента излучения в докритической области частот оказывают влияние размеры пластины, условия закрепления ее по контуру, условия возбуждения колебаний. Кроме того, на звукоизлучение реальных элементов машин часто оказывают влияние реакции ограниченных воздушных объемов, которые образованы этими плоскими элементами. Поэтому возникает вопрос о создании такой расчетной схемы, которая позволила бы с достаточной для практических целей точностью описать вибрационные характеристики конкретных конструкций оборудования, находящихся под воздействием ударных нагрузок, и их звуковое поле. Инженерный подход к указанной задаче предполагает определенные упрощения в модели расчета. Допустимые пределы упрощения определяются сравнением экспериментальных и расчетных значений излучаемого шума.

Рассмотрим процесс шумообразования в машинах с ударным возбуждением. Изгибные волны, возбуждаемые ударом в плоском элементе машины, излучаются в виде звука. Часть энергии колебаний передается на сопряженные с возбуждаемым элементом пластины, которые также излучают звук (рис. 1). Величина звуковой мощности, излучаемой с сопряженных поверхностей, в некоторых случаях может быть соизмерима с величиной звуковой мощности, излучаемой пластиной, непосредственно подвергающейся ударной нагрузке. В других случаях при расчете звуковой мощности машины первой величиной можно пренебречь, так как часть энергии колебаний при переходе через стыки плоских элементов машины затухает и излучаемая ею мощность не оказывает существенного влияния на звуковую мощность всей машины.

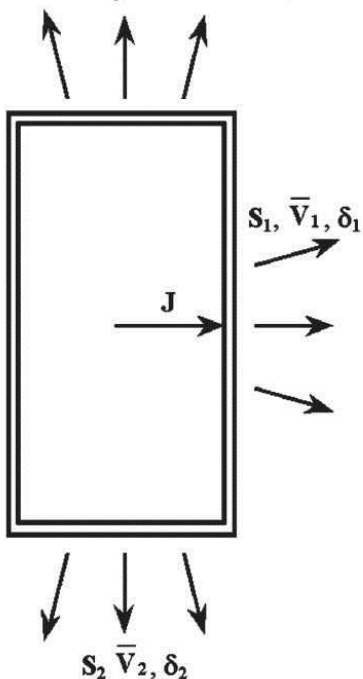


Рис. 1. Акустическая модель машины с ударным возбуждением шума

Если известен средний по площади пластины 1 квадрат колебательной скорости  $V_1^2$ , то средний квадрат колебательной скорости в пластине 2  $V_2^2$  можно найти по формуле [1]

$$V_2^2 \approx V_1^2 \frac{\tau}{(2-\tau)} \frac{\delta_1 c_1}{\delta_2 c_2}, \quad (3)$$

где  $c_1, c_2$  – скорости изгибных волн в 1-й и 2-й пластинах;

$\delta_1, \delta_2$  – толщины стыкуемых элементов;

$\tau$  – коэффициент прохождения изгибных волн при угловом соединении элементов конструкции машин.

$$\tau = 2(\alpha^{-5/4} + \alpha^{5/4}),$$

$$\alpha = \frac{\delta_1}{\delta_2}.$$

Звуковая мощность, излучаемая машиной, согласно энергетическому методу распространения вибрации в конструктивных элементах будет равна

$$P_{\text{маш}} = P_1 + P_2 = \rho c \sigma_1 s_1 V_1^2 + \rho c \sigma_2 s_2 V_2^2 = \rho c V_1^2 \left( \sigma_1 s_1 + \sigma_2 s_2 \frac{\delta_1 c_1}{\delta_2 c_2} \frac{\tau}{2-\tau} \right), \quad (4)$$

где  $P_1$  – звуковая мощность, излучаемая элементом конструкции, подвергающемся действию ударной нагрузки;

$P_2$  – звуковая мощность, излучаемая сопряженными с основным элементом конструкциями машины;

$\sigma_1, \sigma_2$  – коэффициенты излучения основного и сопряженных элементов конструкции;

$s_1, s_2$  – площади основного и сопряженных элементов конструкции.

Уровень звуковой мощности будет равен, дБ:

$$L_p = 20 \lg V_1 + 10 \lg \left[ \sigma_1 s_1 + \sigma_2 s_2 \frac{\tau}{2-\tau} \frac{c_1}{c_2} \frac{\delta_1}{\delta_2} \right]. \quad (5)$$

Проанализируем второй член уравнения, характеризующий влияние на уровень излучаемой машиной звуковой мощности характера передачи вибрации через стыки элементов конструкции машин при различных условиях закрепления краев.

В реальных конструкциях машин лесного комплекса отношение толщин сопрягаемых элементов может изменяться в пределах от 1 до 4. Величина коэффициента  $\tau$  при этом может изменяться от 0,9 до 1,1. Отношение фазовых скоростей изгибных волн для элементов машин, изготовленных из одного материала, при  $\alpha = 1-4$  находится в пределах от 1 до 1,5.

На величину излучаемой звуковой мощности большое влияние оказывает коэффициент излучения  $\sigma$  как основного, так и сопряженных элементов конструкции машины в области частот  $f < f_{кр}$ . Так как условия закрепления и площадь пластины на величину коэффициента  $\sigma$  влияния практически не оказывают, то можно принять [2]

$$\sigma = \frac{PC}{\pi^2 s f_{кр}} \sqrt{\frac{f}{f_{кр}}} \quad \text{при } f < f_{кр}, \quad (6)$$

$$\sigma = 1,0 \quad \text{при } f \geq f_{кр},$$

где  $P$  – периметр контура пластины;

$C$  – скорость звука.

Оценим влияние сопряженных элементов конструкции на величину излучаемого шума. Здесь возможны два случая, встречающиеся в конструкциях машин и оборудования лесного комплекса [3].

1. Колебания возбуждаются в плоском элементе конструкции машины, толщина которого больше толщин сопрягаемых элементов ( $f_{кр1} < f_{кр2}$ ).

2. Сопрягаемые элементы имеют равную толщину ( $f_{кр1} = f_{кр2}$ ).

В первом случае (рис. 2) можно выделить три характерных частотных области. В первой и во второй областях общая звуковая мощность машины определяется излучением основного элемента. В третьей области звуковая мощность зависит от излучения как основного, так и сопряженных элементов.

Исходя из вышесказанного, звуковую мощность можно определить из формулы (5) для каждой области частот по следующим зависимостям:

$$L_p \approx 20 \lg V_1 + 10 \lg \sigma_1 s_1 \quad \text{при } f < f_{кр1},$$

$$L_p \approx 20 \lg V_1 + 10 \lg s_1 \quad \text{при } f_{кр1} < f < f_{кр2}, \quad (7)$$

$$L_p \approx 20 \lg V_1 + 10 \lg (s_1 + \sigma s_2) \quad \text{при } f > f_{кр2}.$$

Во втором случае  $f_{кр1} = f_{кр2}$  и звуковая мощность, излучаемая машиной, определится по формуле

$$L_p \approx 20 \lg V_1 + 10 \lg \sigma_1 (s_1 + s_2). \quad (8)$$

Таким образом, решение задачи по определению звуковой мощности оборудования с ударными технологическими нагрузками заключается в отыскании среднего квадрата колебательной скорости основного элемента, подвергающегося силовому воздействию.

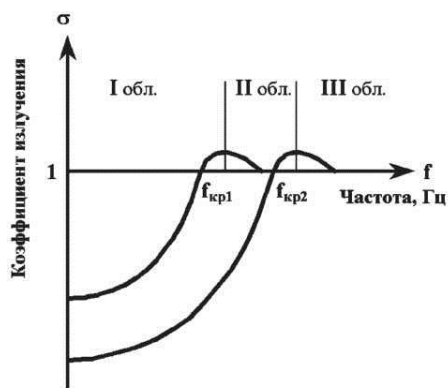


Рис. 2. К вопросу излучения корпусного шума машиной

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций. М.: Судостроение, 1998. 200 с.
2. Справочник по технологической акустике / под. ред. М. Хекла, М.А. Мюллера. Л.: Судостроение, 1980. 438 с.
3. Санников А.А. Вибрация и шум технологических машин и оборудования отраслей лесного комплекса / А.А. Санников, В.Н. Старжинский, Н.В. Куцубина, Н.Н. Черемных, В.П. Сиваков, С.Н. Вихарев. Екатеринбург: Уральский госуд. лесотехн. ун-т, 2006. 483 с.

Поступила 11.05.10

*V.N. Starzhinskiy, D.R. Gagarin*

Ural State Forestry University

### Sound pressure dimensioning of a forest complex machinery undergoing impact loads

Dimensioning method for sound pressure generated by the case-type parts of a woodworking machinery undergoing impact loads, has been worked out.

*Key words:* noise, sound pressure, emissivity factor, flexural wave propagation factor, cutoff frequency, vibrational speed.