



В.Н. Старжинский
С.Н. Сычугов
С.В. Совина

**АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ
БОРЬБЫ С ШУМОМ
НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЦБП**

Екатеринбург
2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра МОД и ПБ

В.Н. Старжинский
С.Н. Сычугов
С.В. Совина

**АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ
БОРЬБЫ С ШУМОМ
НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЦБП**

Учебно-методическое пособие
для всех направлений обучения по дисциплине
«Безопасность жизнедеятельности»

Екатеринбург
2018

Печатается по рекомендации методической комиссии ИЛБиДС.
Протокол № 1 от 15 сентября 2017 г.

Рецензент – И.Э. Ольховка, канд. с.-х. наук, доцент кафедры механической обработки древесины и производственной безопасности УГЛТУ.

Редактор А.Л. Ленская
Оператор компьютерной верстки Е.А. Газеева

Подписано в печать 19.11.18		Поз. 64
Плоская печать	Формат 60x84 1/16	Тираж 10 экз.
Заказ	Печ. л. 2,79	Цена руб. коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

1. Шумовой режим на предприятиях ЦБП и специфика акустических проблем в целлюлозно-бумажной промышленности

Безопасность труда на производстве определяется, в первую очередь, условиями труда. В Российской Федерации сохраняется тенденция роста численности работников, занятых в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам. Удельный вес таких работников увеличился с 31,8 % в 2016 году до 32,2 % в 2017 году от общей численности занятых во всех видах экономической деятельности. В стране практически больше чем каждый пятый работник трудится в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам, а в таком виде экономической деятельности, как промышленность, доля такой категории работающих составляет одну треть и более [1].

Среди работников, занятых в условиях, не отвечающих санитарно-гигиеническим нормам, наибольшую долю составляют работающие под воздействием повышенного уровня шума, ультразвука и инфразвука. В 2013 году удельный вес таких работников составил 17,8 %. Это касается и предприятий ЦБП.

С учетом степени отклонения фактических уровней звука от гигиенических нормативов условия труда по степени вредности условно подразделяются на 4 класса: оптимальные, допустимые, вредные и опасные (табл. 1) [2].

Таблица 1

Классы условий труда в зависимости от уровней шума

Название фактора, показатель, единица измерения	Класс условий труда					
	Допустимый	Вредный				Опасный
	2	3.1	3.2	3.3	3.4	4
Превышение ПДУ до ... дБ/раз (включительно)						
Шум, эквивалентный уровень звука, дБА	<ПДУ	5	15	25	35	>35

Оптимальные условия труда (1-й класс) – условия, при которых сохраняется здоровье работника и создаются предпосылки для поддержания высокого уровня работоспособности. Оптимальные нормативы факторов рабочей среды установлены для микроклиматических параметров и факторов трудовой нагрузки. Для других факторов за оптимальные условно принимают такие условия труда, при которых вредные факторы отсутствуют либо не превышают уровни, принятые в качестве безопасных для населения.

Допустимые условия труда (2-й класс) характеризуются такими уровнями факторов среды и трудового процесса, которые не превышают установленных гигиенических нормативов для рабочих мест, а возможные

изменения функционального состояния организма восстанавливаются во время регламентированного отдыха или к началу следующей смены и не оказывают неблагоприятного действия в ближайшем и отдаленном периоде на состояние здоровья работников и их потомство. Допустимые условия труда относят к безопасным.

Вредные условия (3-й класс) характеризуются наличием вредных факторов, уровни которых превышают гигиенические нормативы и оказывают неблагоприятное действие на организм работника и/или его потомство. Вредные условия труда по степени превышения гигиенических нормативов и выраженности изменений в организме работников условно разделяют на 4 степени вредности.

Первая степень 3-го класса (3.1) – условия труда характеризуются такими отклонениями уровней вредных факторов от гигиенических нормативов, которые вызывают функциональные изменения, восстанавливающиеся, как правило, при более длительном (чем к началу следующей смены) контакте с вредными факторами и увеличивают риск повреждения здоровья.

Вторая степень 3-го класса (3.2) – уровни вредных факторов, вызывающие стойкие функциональные изменения, приводящие в большинстве случаев к увеличению профессионально обусловленной заболеваемости (что может проявляться повышением уровня заболеваемости с временной утратой трудоспособности и в первую очередь теми болезнями, которые отражают состояние наиболее уязвимых для данных факторов органов и систем), появлению начальных признаков или легких форм профессиональных заболеваний (без потери профессиональной трудоспособности), возникающих после продолжительной экспозиции (часто после 15 и более лет).

Третья степень 3-го класса (3.3) – условия труда, характеризующиеся такими уровнями факторов рабочей среды, воздействие которых приводит к развитию, как правило, профессиональных болезней легкой и средней степеней тяжести (с потерей профессиональной трудоспособности) в периоде трудовой деятельности, росту хронической (профессионально обусловленной) патологии.

Четвертая степень 3-го класса (3.4) – условия труда, при которых могут возникать тяжелые формы профессиональных заболеваний (с потерей общей трудоспособности), отмечается значительный рост числа хронических заболеваний и высокие уровни заболеваемости с временной утратой трудоспособности.

Опасные (экстремальные) условия труда (4-й класс) характеризуются уровнями факторов рабочей среды, воздействие которых в течение рабочей смены (или ее части) создает угрозу для жизни, высокий риск развития острых профессиональных поражений, в т. ч. и тяжелых форм.

Анализ шумового режима, проведенный на целом ряде предприятий отрасли показывает, что практически на всех производствах имеются рабочие места, где уровни звукового давления превышают регламентируемые ГОСТ 12.1.003-83 [3].

В табл. 2 приведены данные по шумоопасным профессиям и производственным участкам ЦБП с определением класса условий труда по превышениям предельно допустимых уровней в соответствии с [2].

Таблица 2

Перечень шумоопасных рабочих зон (профессий)
на предприятиях ЦБП

№ п/п	Профессия	Производство	Максимальное превышение уровней звука по ГОСТ 12.1.00389, дБА	Класс условий труда
1	2	3	4	5
Древесно-подготовительное производство				
1	Окорщик	Обслуживание окорочных барабанов	> 25	3.3
2	Машинист рубительной машины	Обслуживание рубительных машин и сортировок щепы	> 35	3.4
3	Оператор слешерной установки	Обслуживание слешерной установки	> 25	3.3
Древесно-массное производство				
1	Дефибраторщик-рафинаторщик	Обслуживание дефибраторов, рафинаторов, молотковых мельниц	> 15	3.2
2	Дефибраторщик	Обслуживание дефибраторов	До 5	3.1
3	Кислотчик	Кислотное и сордорегенерационное производство	> 5	3.1
Целлюлозное производство				
1	Варщик, бункеровщик	Обслуживание сульфатно-варочных котлов	> 5	3.2
2	Варщик, диффузорщик-размольщик	Обслуживание установок непрерывной варки типа «Камюр», «Пандия»	> 5	3.2
3	Отбельщик, очистник	Обслуживание отбельных аппаратов	> 5	3.2
4	Машинист пресспата, прессовщик пресспата	Обслуживание пресспатов	> 5	3.2
5	Клеевар	-	2...3	3.1
Бумажное производство				
1	Размольщик	Обслуживание размольной аппаратуры	> 15	3.2
2	Машинист бумагоделательной машины, прессовщик	Обслуживание бумагоделательной машины	> 5	3.2
3	Сушильщик бумаги	Обслуживание бумагоделательной машины	> 5	3.2

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5
4	Накатчик буммашины	Обслуживание буммашины	> 5	3.2
5	Резчик бумаги	Обслуживание ПРС	> 5	3.2
6	Каландровщик	Обслуживание каландров	> 5	3.2
7	Укладчик, упаковщик	Обслуживание упаковочных станков	> 5	3.2
Производство картона				
1	Размольщик	Обслуживание размольного оборудования	> 5	3.2
2	Машинист картоноделательной машины	Обслуживание картоноделательной машины	> 5	3.2
3	Прессовщик картоноделательной машины	Обслуживание картоноделательной машины	> 5	3.2
4	Сушильщик картоноделательной машины	Обслуживание картоноделательной машины	> 5	3.2
5	Резчик картона	Обслуживание продольно- и поперечно-резательных станков	> 5	3.2
6	Резчик бумаги и картона	Обслуживание бобинорезательного станка	> 5	3.2
7	Машинист гофроагрегатов	Обслуживание гофроагрегатов	> 15	3.3
Производство бумажных мешков				
1	Машинист трубочной машины	Обслуживание трубочной машины	> 5	3.2
2	Машинист дноклейной машины	Обслуживание дноклейной машины	> 5	3.2
3	Наладчик дноклейной машины	Обслуживание линии изготовления клеевых бумажных мешков	> 5	3.2
4	Швея бумажных мешков	Обслуживание швейных машин	> 5	3.2
Производство обоев				
1	Машинист обойно-печатной машины	Обслуживание линии по производству обоев	> 5	3.2
2	Катальщик обоев	Обслуживание линии по производству обоев	> 5	3.2
Производство тетрадей				
1	Машинист тетрадного агрегата, раскатчик	Обслуживание линии по производству тетрадей	> 5	3.2
Производство санитарно-бытовых изделий				
1	Рабочие места у автоматов по производству салфеток, листовых полотенец	—	> 5	3.2

1	2	3	4	5
2	Рабочие места у станков для производства гигиенических пакетов, пеленок, косметических салфеток	–	До 5	3,1
Прочие производства				
1	Компрессорщик	Воздуходувная и насосная станция	> 15	3.3
2	Машинист насосной станции	Воздуходувная и насосная станция	> 15	3.3
3	Оператор биологической очистки	Отделение биологической и химической очистки	> 5	3.2

Практически на 80 % рабочих мест в основных и перерабатывающих производствах класс условий труда по шумовому фактору находится в пределах 3.2...3.4, что говорит о чрезвычайной остроте проблемы борьбы с шумом в отрасли. Как видно из таблицы, наиболее неблагоприятными в акустическом отношении являются основные производства – древесно-подготовительное, древесно-массное, производство бумаги. В цехах этих производств сосредоточено наибольшее число шумоопасных зон. Причем на разных предприятиях одинаковые цехи имеют различные уровни звукового давления в рабочих зонах однотипного оборудования. Иногда эти различия могут достигать величины 10 дБ. Эти расхождения зависят от характеристики производственного помещения, условий установки оборудования и т.п.

Анализ шумовых карт предприятий показал, что в основных цехах имеются ярко выраженные участки с повышенной шумовой опасностью. В залах бумагоделательных и картоноделательных машин ими являются размольный участок, зона обслуживания мокрой части в прессовой части, рабочая зона у продольно-резательного станка.

В древесно-подготовительных цехах, хотя уровни звукового давления практически по всей площади значительно выше нормативных, по спектральному составу шума можно также выделить зону слешера, зону окорочных барабанов и зону рубительных машин.

В древесно-массных цехах можно выделить зону молотковых и дисковых мельниц.

В каждой из указанных зон уровни звукового давления определяются шумом одного какого-либо вида оборудования.

Анализ шумовых характеристик оборудования позволяет установить ряд важных факторов:

- шум слесерных установок, рубительных машин и размольного оборудования имеет ярко выраженный широкополосный характер;
- в шуме окорочных барабанов преобладают низкочастотные составляющие;
- в различных частях бумагоделательных машин спектр шума различен: спектр шума вакуум-насосов имеет низко- и среднечастотный характер, в остальных частях машин ярче выражены высокочастотные составляющие;
- звуковая энергия оборудования по переработке бумаги распределена равномерно практически по всему частотному диапазону.

Для выявления источников шума оборудования использовались методы спектрального и корреляционного анализа, методы объемных шумограмм, метод последовательного исключения источников. Большой информативностью в отношении разделения источников шума оборудования обладает также метод измерения режимов его работы.

Существуют десятки типов оборудования ЦБП, отличающиеся конструктивным разнообразием, что делает задачу классификации источников шума достаточно сложной. Результаты многочисленных исследований, выполненных в УГЛТУ, позволяют разделить основное технологическое оборудование предприятий ЦБП в зависимости от физической природы преобладающих источников шума на три группы:

1) оборудование с ударным возбуждением шума. К этой группе относится оборудование древесно-подготовительных и древесно-массных цехов (рубительные машины, слесерные установки, окорочные барабаны, молотковые мельницы, лотки для перегрузки баланса), в котором ударное нагружение элементов оборудования заложено в технологическом процессе;

2) оборудование, шумообразование в котором связано с действием вакуума и возникающими при этом аэродинамическими процессами. К этой группе оборудования относятся отсасывающие валы и вакуум-насосы;

3) оборудование по переработке бумаги и картона, в котором преобладают шумы приводных механизмов, технологических механизмов и бумагопроводящих систем.

Принятая классификация источников шума позволяет более четко определить основные направления научных работ в области акустики оборудования ЦБП. Вопросы борьбы с шумом в целлюлозно-бумажной промышленности имеют свою специфику.

Целлюлозно-бумажные предприятия представляют собой громадный комплекс рабочих корпусов, оснащенных множеством машин и механизмов основного и вспомогательного оборудования; насыщенность производственных помещений и плотность расстановки оборудования чрезвычайно велики, что с точки зрения акустического комфорта является недопустимым и в значительной мере затрудняет ведение работ по ограничению шума и его вредного воздействия на занятых в производстве людей.

Непрерывность основных технологических процессов производства бумаги и картона, трехсменная с полной нагрузкой работа технологического оборудования, большие габариты оборудования (бумаго- и картоноделательные машины, окорочные барабаны, линии по переработке бумаги в изделия и т.д.) затрудняют получение информации о шумовых характеристиках оборудования и проведение производственных испытаний шумоглушающих устройств. Часто проведение исследований возможно только во время остановки цехов на профилактические ремонты оборудования. Все это делает задачу определения шумовых характеристик достаточно сложной. Существующие методы определения шумовых характеристик не исчерпывают всего многообразия данной проблемы. Назрела настоятельная необходимость разработки стандартов по методам измерения шумовых характеристик сложных технологических комплексов, какие представляют бумаго- и картоноделательные машины.

Шумовые характеристики машин играют большую роль при их сбыте. Бесшумность является рекламным аргументом. На предприятиях ЦБП велика номенклатура импортного оборудования. Поэтому необходимо при заказе оборудования у иностранных фирм в контракте оговаривать требования к его шумовым характеристикам, чтобы оборудование по акустическим параметрам соответствовало лучшим мировым образцам. Однако в этом вопросе имеются серьезные недостатки из-за отсутствия специалистов-акустиков в комиссиях по приемке оборудования. Так, например, при закупке меловальной установки финской фирмы «Юльхьявааре» для Крюковской фабрики технических бумаг не были поставлены условия по ограничению шума. В результате после пуска установки уровни звука в рабочей зоне достигали 105 дБА, хотя на аналогичных меловальных установках других фирм шум значительно ниже.

Размеры основных цехов предприятий ЦБП чрезвычайно велики. Например, главный корпус Братского ЛПК имеет размеры в плане 500х96 м, Котласского ЦБК - 400х140 м, Усть-Илимского целлюлозного завода - 1000х250 м. Это делает применение звукопоглощающих облицовок экономически и акустически нецелесообразным. Затрудняет применение облицовок и то обстоятельство, что многие рабочие зоны расположены в зоне преобладания прямого звука, причем на низких частотах они находятся в ближнем звуковом поле, которое описывается не волновыми уравнениями, а подчиняется законам гидродинамики. Опыта применения локальных звукопоглощающих облицовок на ограждающих поверхностях оборудования в помещениях большого объема пока еще нет. Это одна из задач будущих разработок по шумопоглощению в ЦБП строительными-акустическими методами.

В отдельных цехах предприятий имеют место тяжелые температурно-влажностные режимы. Опыта применения в таких условиях традиционных звукопоглощающих материалов не имеется.

Характерной особенностью шумового режима предприятий ЦБП является также то, что часто шум распространяется на селитебную территорию. Это, в частности, относится к мощным вакуумным установкам. При трехсменном режиме работы установок раздражающее действие этого шума очень велико. Низкочастотный шум вакуум-насосов распространяется без затухания на большие расстояния. Например, на фабрике технических картонов «Пролетарий» (г. Сураж) шум выхлопа вакуум-насосов прослушивается на территории жилой застройки, расположенной на расстоянии двух километров от фабрики.

В целом, развитие отрасли протекает таким образом, что ни один из вновь строящихся или расширяемых объектов в точности не аналогичен другому. Многие оборудование изготавливается по индивидуальным проектам. Все это требует при разработке мероприятий по снижению шума индивидуального подхода в каждом конкретном случае.

Борьба с шумом оборудования ЦБП тесно переплетается с проблемой охраны природы, которая на предприятиях ЦБП из-за специфических условий технологии стоит особенно остро. Внутриагрегатная борьба с загрязнениями, например, применение полностью герметизированного оборудования наряду с сокращением количества выбросов позволяют снизить уровни излучаемого оборудованием шума, при условии соблюдения при этом требований промышленной акустики.

Перечисленные особенности, присущие ЦБП, делают задачу снижения шума оборудования достаточно сложной.

2. Принципы построения акустических моделей источников шума с ударными технологическими нагрузками

2.1. Расчет вибрационных полей в корпусных конструкциях оборудования ЦБП

Многие источники шума на предприятиях ЦБП представляют собой комбинации угловых соединений пластин различной или равной толщины, образующие замкнутые объемы в виде кожухов рабочих органов машин и подвергающиеся ударным нагрузкам. С позиции теории колебания они представляют собой сложные колебательные системы, строгий расчет звукового поля которых практически невозможен.

Рассмотрим энергетический метод описания процесса распространения звуковой вибрации в сложных корпусных конструкциях, лежащий в основе инженерных методов решения задач снижения структурного шума, и экспериментальную проверку возможности его использования в задачах расчета вибрационных полей в реальных конструкциях оборудования ЦБП.

Энергетический метод позволяет описать процесс распространения упругих колебаний в сложной конструкции с помощью системы алгебраических или простых дифференциальных уравнений. При этом каждый обособленный элемент конструкции рассматривается обобщенно и характеризуется средней колебательной скоростью [4].

В работе [5] рассмотрено распространение изгибных волн в панелях здания в предположении диффузного поля вибрации на каждой панели. Условие энергетического баланса для отдельных панелей записывается в виде системы уравнений:

$$\left(\sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{ij} + \beta_i \right) u_i = \sum_{j=1}^{j=n} \alpha_{ji} u_j + \sum_{k=0}^{k=m_i} w_{ik},$$

где $\alpha_{ij} = \frac{c_i l_{ij} \tau_{ij}}{\pi}; \quad \alpha_{ji} = \frac{c_j l_{ij} \tau_{ji}}{\pi}; \quad \beta_i = \eta_i \omega s_i,$

$i = 1, 2, \dots, n;$

c_i, c_j – групповые скорости изгибных волн на i -й и j -й панелях;

l_{ij} – общая часть контура между i -й и j -й панелями;

τ_{ij}, τ_{ji} – коэффициенты прохождения (по энергии) изгибных волн через угловые соединения i -й и j -й панелей;

η_i – коэффициент потерь i -й панели;

s_i – площадь i -й панели;

n – число всех панелей;

m_i – число источников шума на i -й панели;

w_{ik} – мощность каждого из источников;

u_i, u_j – средняя плотность энергии i -й и j -й панели;

ω – круговая частота, c^{-1} ($\omega = 2\pi f$).

Первый член в левой части системы учитывает уход энергии через контур из рассматриваемой панели в сопряженные с ней панели. Вторым членом характеризуется рассеяние энергии при колебаниях панели за счет внутренних потерь. Правая часть системы определяет поток энергии от сопряженных панелей и от внешних источников, действующих на данную панель.

Применение метода В. Вестфала [5] к расчету реальных конструкций оборудования ЦБП требует его уточнения, так как в исходных предположениях указанного метода принят ряд весьма существенных упрощающих допущений.

Первое допущение – о полной диффузности вибрационных полей на каждой панели – является довольно грубым приближением к реальным условиям.

Вторым допущением схемы Вестфalia является то, что пластины в жестких угловых соединениях полагаются полубесконечными. Коэффициенты прохождения изгибных волн τ вычисляются по формулам для полубесконечных пластин при нормальном падении изгибной волны, а в реальных конструкциях энергообмен происходит в пластинах конечных размеров. Кроме того, в реальных угловых соединениях, не являющихся абсолютно жесткими, возможна трансформация изгибных волн в продольные.

Правомочность использования всех этих приближений для реальных конструкций оборудования ЦБП должна быть обоснована.

С этой целью были проведены экспериментальные исследования вибрационных полей и коэффициентов прохождения изгибной волны через соединения реальных плоских элементов оборудования.

Примером источников ударного шума служат, например, кожухи рабочих органов рубительных машин. Эти кожухи имеют размеры от 1 до 3 м в диаметре и толщину стенок от 4 до 10 мм.

Были изготовлены две экспериментальные секции кожухов, представляющие собой сварные коробчатые конструкции из листовой стали. Одна секция имела наружный радиус 0,7 м, внутренний – 0,12 м. Вторая секция имела соответственно размеры 1,4 и 0,24 м. Выбор этих размеров был обусловлен тем, что в указанные интервалы входят все типоразмеры кожухов рубительных машин. Толщина листов кожухов была 4 и 8 мм.

Исследуемая секция устанавливалась на фундамент, а сверху – ударное устройство.

В результате исследований установлено, что средний по площади уровень колебательной скорости практически не зависит от точки приложения ударной нагрузки. Отклонение уровней колебательной скорости, измеренных в различных точках по площади, от среднего значения не превышает 3 дБ. Причем максимальные отклонения наблюдаются на высоких частотах. На низких частотах уровни во всех точках практически одинаковы.

На рис. 1 представлены графики снижения уровней вибрации при прохождении изгибных волн через стыки пластин кожуха, полученные экспериментально и вычисленные по коэффициенту прохождения изгибной волны через угловое соединение двух полубесконечных пластин [6].

Как видно на рис. 1, коэффициент прохождения изгибных волн (по энергии) через угловые соединения пластин по схеме Вестфalia частотно независим. Реальные же коэффициенты прохождения в значительной степени зависят от частоты (особенно в низкочастотной области). Разница в расчетных и действительных значениях виброизолирующего эффекта углового соединения пластин на некоторых частотах достигает 20 дБ. Это объясняется следующими обстоятельствами.

При ударном возбуждении пластины колебания ее происходят на собственных частотах. Конечность размеров пластин обуславливает малую плотность собственных частот в низкочастотной области спектра. В табл. 3 приведены частоты собственных колебаний пластин экспериментальных кожухов для первых трех собственных форм, вычисленные приближенным методом [7].

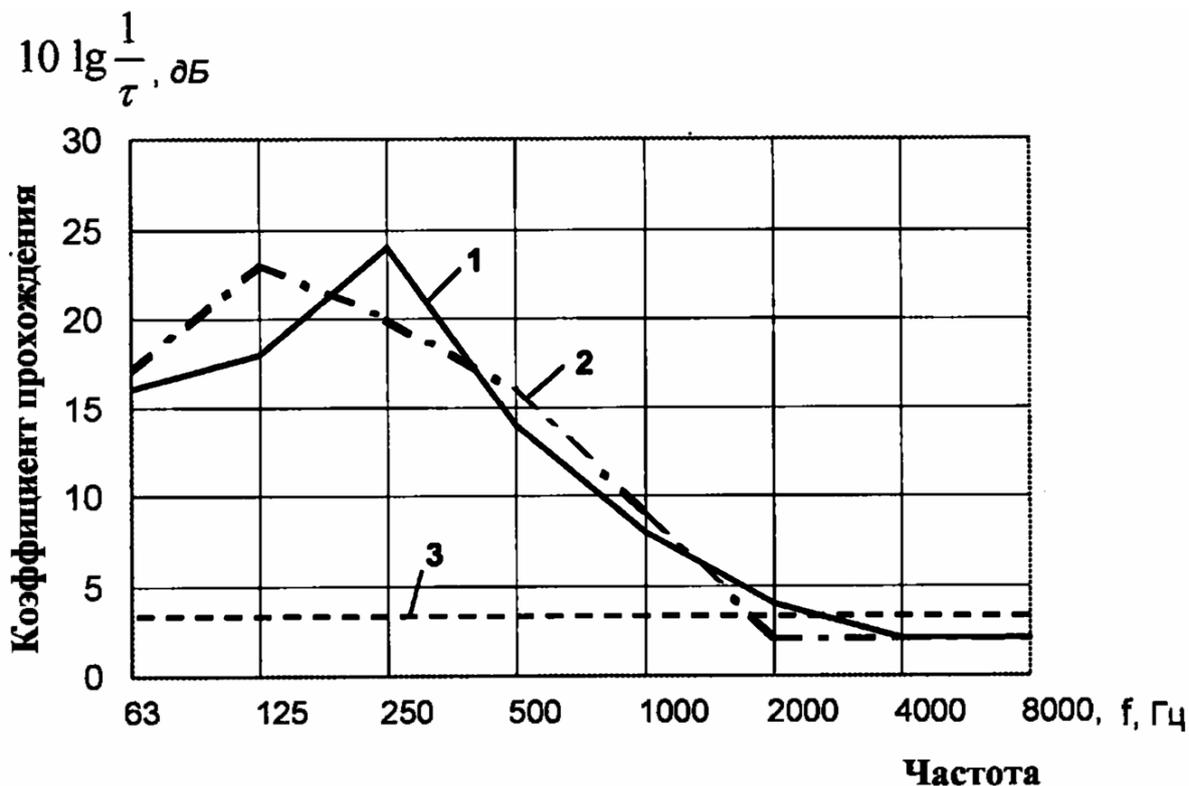


Рис. 1. Снижение уровней виброскорости при переходе изгибных волн через угловое соединение пластин (1, 2 – эксперимент; 3 – расчет):
1 – толщина пластины 8 мм; 2 – толщина пластины 4 мм

Как видно из таблицы, в первой нормируемой октавной полосе (63 Гц) находятся только две частоты собственных колебаний для меньшей модели кожуха при толщине пластины 4 мм и только одна собственная частота для пластины 8 мм. В следующих двух октавных полосах число собственных частот возрастает до 2 – 3. С увеличением площади пластины число собственных частот несколько выше, но во всех встречающихся в реальных машинах случаях в первых трех октавных полосах плотность собственных частот чрезвычайно мала. О резонансных свойствах вибрационных полей пластин экспериментальных кожухов на низких частотах говорит и характер узкополосных спектров вибраций.

Таблица 3

Частоты собственных колебаний пластин экспериментальных кожухов при различных формах собственных колебаний

№ п/п	Форма колебаний		Толщина пластины			
	Число узловых диаметров	Число узловых радиусов	4 мм		8 мм	
			Наружные радиусы пластин			
			0,7 м	1,4 м	0,7 м	1,4 м
1	1	1	27,5	7	55	14
2	1	2	68,5	17,1	137	34
3	2	1	72	21	152	37
4	2	2	109	27,5	219	55
5	1	3	137	69	275	138
6	2	3	178,75	89	357	198
7	3	1	154	76	294	158
8	3	2	184	94	378	208
9	3	3	246	123	492	247

Сопряженные с основной пластиной элементы также в виду конечности размеров имеют на низких частотах дискретный характер собственных частот. Причем эти собственные частоты не совпадают с собственными частотами основной пластины. В результате этого колебательная энергия основной пластины, сосредоточенная в основном на собственных частотах, при переходе через жесткое соединение на сопряженный элемент возбуждает колебания этого элемента на резонансных частотах, что приводит к большой разнице в уровнях колебательных скоростей основной и сопряженной пластин на этих частотах.

На высоких частотах резонансные свойства пластин сглаживаются, интервалы между собственными частотами пластин сокращаются, и средние в октавных полосах частот коэффициенты прохождения изгибных волн через жесткие соединения пластин становятся равными коэффициентам, вычисленным по схеме Вестфаля для полубесконечных пластин.

Подводя итог полученным результатам, можно отметить следующее:

- энергетический метод не применим для расчета вибрационных полей тонкостенных элементов конструкций оборудования лесного комплекса в области низких частот менее 250 Гц из-за резонансного характера этих полей;

- в области высоких частот расчет коэффициентов прохождения изгибных волн возможен по методике Вестфаля.

2.2. Расчет звуковой мощности, излучаемой оборудованием ЦБП с ударными нагрузками

Реальные элементы машин, 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 также такие конструктивные элементы машин и оборудования, как загрузочные и пересыпные лотки.

Практически ни один из источников шума оборудования с импульсным возбуждением нельзя аппроксимировать элементарными излучателями – монополюсом, диполем (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, рассматриваться здесь не будут. Попытаемся оценить излучаемую звуковую мощность. Такая оценка важна при решении практических задач, связанных со снижением шума оборудования 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 ρc (ρ – 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 излучению 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 излучению 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 σ [8]:

$$\sigma = \frac{P}{\rho c S V^2}, \quad (2.1)$$

где P – звуковая мощность, Вт;

S – площадь поверхности излучения, м²;

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

ρc – волновое сопротивление среды, кг/м²с;

σ – коэффициент излучения.

Таким образом, реальные элементы оборудования, представляющие собой пластины, излучают хорошо звук на тех частотах, на которых $\lambda_{II} > \lambda$ (где λ_{II} – длина изгибной волны в пластине; λ – длина звуковой волны). Для низких частот коэффициент σ меньше 1 и зависит от соотношения многих факторов реальной конструкции.

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

$$f_{кр} = \frac{c^2}{\pi \delta} \sqrt{\frac{3\rho(1-\mu^2)}{E}}, \quad (2.2)$$

где ρ , δ , E , μ – 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. 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.

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 [4]:

$$V_2^2 \approx V_1^2 \frac{\tau}{(2-\tau)} \frac{\delta_1 c_1}{\delta_2 c_2}, \quad (2.3)$$

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

δ_1 , δ_2 – толщины стыкуемых элементов;

τ – 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

$$P_{\text{маш}} = P_1 + P_2 = \rho c \sigma_1 s_1 V_1^2 + \rho c \sigma_2 s_2 V_2^2 = \rho c V_1^2 \left(\sigma_1 s_1 + \sigma_2 s_2 \frac{\delta_1 c_1}{\delta_2 s_2} \frac{\tau}{2-\tau} \right), \quad (2.4)$$

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

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

σ_1, σ_2 – коэффициенты излучения основного и сопряженных элементов конструкции;

s_1, s_2 – площади основного и сопряженных элементов конструкции.

Уровень звуковой мощности будет равен, дБ:

$$L_p = 20 \lg V_1 + 10 \lg \left[\sigma_1 s_1 + \sigma_2 s_2 \frac{\tau}{2 - \tau} \frac{c_1}{c_2} \frac{\delta_1}{\delta_2} \right]. \quad (2.5)$$

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 τ 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 σ как основного, так и сопряженных элементов конструкции машины в области частот $f < f_{кр}$. Так как условия закрепления и площадь пластины на величину коэффициента σ влияния практически не оказывают, то можно принять [9]

$$\sigma = \frac{ПC}{\pi^2 s f_{кр}} \sqrt{\frac{f}{f_{кр}}} \quad \text{при } f < f_{кр}, \quad (2.6)$$

где $П$ – периметр контура пластины;

s – площадь пластины;

C – скорость звука.

$\sigma = 1,0$ при $f \geq f_{кр}$.

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

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 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 (2.5) для каждой области частот по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} L_p &\approx 20 \lg V_1 + 10 \lg \sigma_1 s_1 && \text{при } f < f_{кр1}, \\ L_p &\approx 20 \lg V_1 + 10 \lg s_1 && \text{при } f_{кр1} < f < f_{кр2}, \\ L_p &\approx 20 \lg V_1 + 10 \lg (s_1 + \sigma s_2) && \text{при } f > f_{кр2}. \end{aligned} \quad (2.7)$$

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

$$L_p \approx 20 \lg V_1 + 10 \lg \sigma_1 (s_1 + s_2). \quad (2.8)$$

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. Данный вывод подтверждается результатами полученных ранее расчетов звуковой мощности таких шумящих объектов, как рубительные машины, дисковые мельницы и т.д.

2.3. Виброакустические процессы в рубительных машинах

Шум холостого хода РМ вызывается аэродинамическими явлениями и механическими колебаниями конструкций машины. Аэродинамический шум возникает из-за нестационарных аэродинамических процессов, сопровождающих работу РМ. Составляющие аэродинамического шума РМ аналогичны составляющим шума вентиляторов:

- обтекание элементов РМ воздушным потоком сопровождается образованием вихрей, в результате периодического срыва которых возникают акустические волны в среде, окружающей рассматриваемый элемент (вихревой шум);

- местные неоднородности потока на входе под лопатки диска (из-за наличия плохо обтекаемых деталей конструкции) либо на выходе (из-за конечности числа лопаток) приводят к нестационарному обтеканию лопаток диска и неподвижных элементов машины, расположенных около лопаток.

Кроме того, при обтекании ножей диска на сходе режущей кромки ножа образуется след, характеризующийся тем, что в непосредственной близости от кромок статическое давление и скорость воздушного потока

отличаются от их значений в основном потоке. В результате обтекания таким потоком контрножей и выступов стенок кожуха появляется пульсирующая аэродинамическая сила. Эти обстоятельства являются причиной шума от неоднородности потока. Первая причина является основной, так как ножи диска относительно контрножей проходят под некоторым углом, в результате чего пульсации давления и скорости в воздушном потоке носят локальный характер и размыты во времени. Влияние зазора между ножами диска и контрножами не исследовалось, потому что этот зазор строго лимитирован технологическими соображениями и не может быть изменен в процессе эксплуатации машины.

При вращении диска лопатки скребки и ножи диска оказывают силовое воздействие на среду и одновременно вытесняют воздушные объемы на пути своего прохождения и, таким образом, являются источниками возмущений окружающей среды в абсолютном движении, вследствие которых появляются периодические пульсации давления и скорости воздуха вблизи огибаемой ими поверхности. Эти пульсации обуславливают звук вращения, частоты которого определяются формулой

$$f = mnz, \quad (2.9)$$

где $m = 1, 2, 3 \dots$;

n – число оборотов диска;

z – число ножей (лопаток) диска.

Роль шума вращения в общем уровне шума РМ мала по сравнению с первыми двумя источниками.

Механический шум РМ на холостом ходу возникает из-за ударов в подшипниках качения и в приводе. Шум подшипников качения, передаваясь акустическим трансформатором кожуху машины и загрузочному лотку (если таковой имеется), усиливается вследствие увеличения излучающей поверхности и передается воздуху помещения, в котором установлена РМ. Кроме того, возникает вибрация конструкций машины из-за неуравновешенности вращающихся масс, обусловленной плохой балансировкой.

Механические колебания элементов кожуха машины возникают также из-за пульсаций давления при обтекании этих элементов потоком воздуха. Однако эти колебания являются источником шума только при наличии нелинейных явлений (дребезжание), то есть звуковая энергия при вызванных потоком вынужденных колебаниях жесткой детали обычно бывает невелика из-за малых амплитуд колебаний.

Источниками шума на холостом ходу являются также механизмы подачи (у машины с принудительной подачей древесины) и образование вихрей в элементах щепопроводов (у машин с выбросом щепы вверх) из-за наличия гидравлического сопротивления.

При рубке древесины интенсивность шума резко возрастает из-за явления еще нескольких источников. После соударения с боковым листом

щепы падает вниз и ударяется в обечайку кожуха. Однако, как уже отмечалось выше, скорость этих соударений значительно меньше, чем скорость соударений с боковым листом. Вибрация пластины кожуха под действием этих ударов представляет собой серию затухающих волн, составляющие которых соответствуют собственным частотам колебаний этих пластин. Благодаря большим размерам пластин происходит излучение звука во всем звуковом диапазоне частот. В спектре шума трудно определить частоты отдельных составляющих, так как изменения скорости (силы) удара, места и момента его воздействия вызывают постоянные изменения интенсивностей частот затухающих колебаний пластин.

При забрасывании щепы в кожух машины на холостом ходу уровень шума возрастает на 1-2 дБ, но это увеличение происходит за счет высокочастотных составляющих. Незначительное повышение общего уровня шума объясняется тем, что щепы при забрасывании ударяется не в боковые листы, а в обечайку, и скорость ударов щепы в этом случае значительно меньше скорости ударов щепы о боковую стенку при рубке древесины.

Кроме перечисленных источников шума при рабочем ходе машины могут существовать еще несколько второстепенных источников. В частности, у машин со свободной подачей древесины через загрузочную воронку последняя может быть источником механического шума за счет ударов измельчаемого материала при рубке по ее дну. При ударе измельчаемого материала большого поперечного сечения о диск после спуска его по воронке возникают колебания диска, которые могут также служить причиной шума. Однако этот шум носит эпизодический характер и быстро затухает благодаря большой жесткости диска.

Источником шума может быть также циклон, если он установлен в помещении, где расположена РМ.

Вихревой шум и шум от неоднородности потока, характеризующие аэродинамический шум дисковых РМ, имеют сходную природу, у них

$$W = u^6 D^2, \quad (2.10)$$

где W – звуковая мощность шума;

u – скорость потока (окружная скорость диска);

D – характерный размер тела (диаметр диска).

Звуковая мощность шума подшипников качения, которым характеризуется шум механического происхождения на холостом ходу машины, выражается эмпирической формулой

$$W_{\text{мех}} = a' n^{m'}, \quad (2.11)$$

где a' , m' – постоянные величины;

n – частота вращения диска.

Эксперименты показали, что в большинстве случаев показатель степени в формуле (2.11) для подшипников качения и зубчатых колес равен 2,33.

Таким образом, мощность механического шума при увеличении скорости вращения растет медленнее, чем мощность аэродинамического шума (показатели степени соответственно меньше 3 и больше 5). Вид зависимости уровня звуковой мощности (уровня звукового давления) от окружной скорости диска машины может характеризовать роль аэродинамического и механического шумов в суммарном шуме, создаваемом дисковой РМ на холостом ходу.

На рис. 2 представлены экспериментальные зависимости уровней звукового давления трех геометрически подобных дисковых РМ от окружной скорости. Здесь же нанесены теоретические зависимости звуковой мощности шума аэродинамического и механического происхождения от окружной скорости, которые в полулогарифмических координатах представляют собой прямые линии, описываемые уравнениями соответственно для аэродинамического и механического шумов:

$$\Delta L = 60 \lg \frac{u_2}{u_1} \quad \text{и} \quad \Delta L = 23 \lg \frac{u_2}{u_1}. \quad (2.12)$$

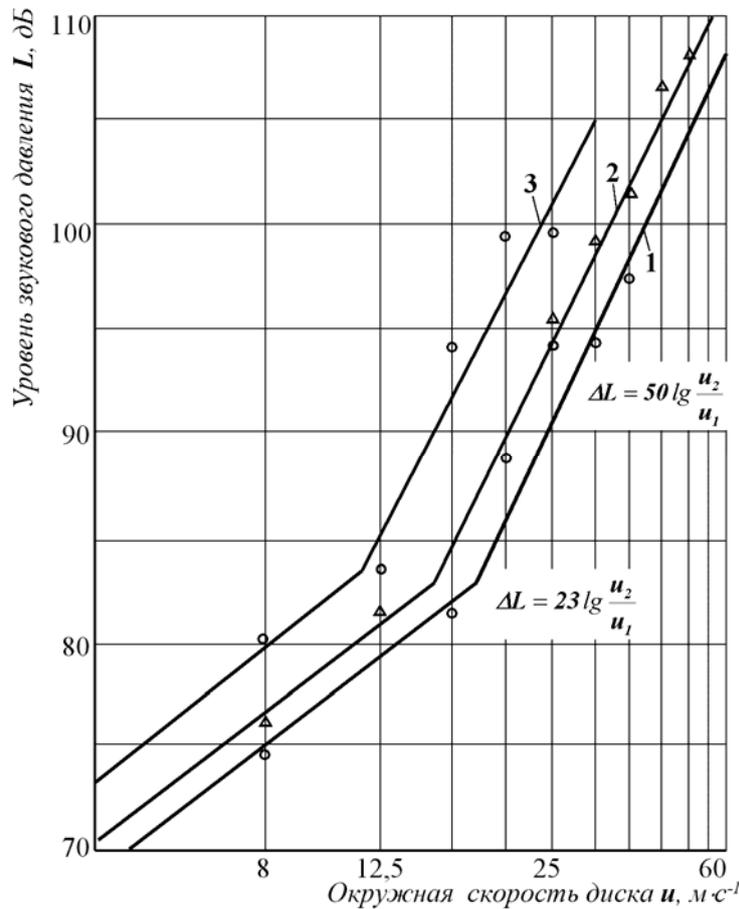


Рис. 2. Зависимость уровней звукового давления рубительных машин от окружной скорости диска: 1 – ШРГ-18; 2 – КМВ900; 3 – АЗ-01

На рисунке 2 видно, что при окружных скоростях диска более $20 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ шум механического происхождения полностью маскируется аэродинамическим шумом. Причем окружная скорость, при которой происходит преобладание одного шума над другим, имеет для всех машин разную величину. Это объясняется разными конструкциями корпусов подшипников, степенью износа подшипников, качеством их изготовления. Кроме того, эти различия могут зависеть от жесткости излучающих поверхностей машины (кожуха, загрузочной воронки) и от степени точности балансировки вала диска.

Отклонения экспериментальных результатов от теоретических зависимостей можно объяснить неравномерностью частотных характеристик поглощения помещений, в которых проводились измерения, изменением характеристики направленности шума с изменением скорости, а также нелинейностью частотной и амплитудной характеристик измерительной аппаратуры.

По рис. 2 также можно судить о зависимости звуковой мощности от размеров диска РМ. Она хорошо согласуется с теоретическими выкладками о пропорциональности звуковой мощности квадрату размеров:

$$\Delta L = 20 \lg \frac{D_2}{D_1}. \quad (2.13)$$

Теоретические прямые, вычисленные по этой формуле, совпадают с экспериментальными для области преобладания аэродинамического шума. В области же преобладания шума механического происхождения пропорциональность звуковой мощности квадрату диаметров диска не соблюдается, что также объясняется различными конструкциями подшипниковых узлов у исследованных машин и различным качеством самих подшипников.

Анализ шумовых и вибрационных полей элементов кожухов МР на рабочем ходу показывает, что в низкочастотной области спектра уровни звукового давления определяются аэродинамическими компонентами, а в высокочастотной области – источниками шума ударного происхождения, причем интенсивность шума, излучаемого боковыми листами кожуха под действием ударов щепы, больше или равна интенсивности шума, возникающего в узле "нож–древесина".

Уровни звукового давления при рубке древесины различных пород практически не меняются. При рубке круглой древесины различного поперечного сечения уровни также остаются постоянными.

Амплитуда колебаний волокон древесины и ножа, а также и уровень шума, излучаемый ими, зависят от сил, действующих в процессе рубки. Силы, возникающие при рубке, изменяются в очень короткий промежуток времени и порождают волны напряжений, которые происходят из области контакта ножей с древесиной. Поэтому в образовании шума в узле "нож–

древесина" решающую роль играет не абсолютная величина силы резания, а скорость изменения ее. Скорость нарастания и убывания силы резания характеризует плавность протекания процесса рубки и динамические нагрузки на детали машины. Интенсивность динамических нагрузок будет характеризоваться не только скоростью изменения силы резания, но и продолжительностью действия максимальной скорости изменения этой силы.

Итак, при прочих равных условиях уровень звуковой мощности от рубки древесины будет зависеть от скорости резания, т.е. от окружной скорости диска. Так как уровень звуковой мощности зависит от скорости изменения силы резания, а не от абсолютной величины силы резания, то при рубке древесины различного поперечного сечения уровень звуковой мощности будет также примерно постоянным из-за равенства скоростей изменения силы.

Степень остроты и угол заточки ножей на уровень шума влияния не оказывают, так как они влияют только на абсолютную величину силы резания, а не на степень ее изменения. Так, при рубке древесины в начале и конце смены, когда ножи сильно затупляются, изменений в уровнях шума на всех машинах не обнаружено.

В процессе резания нож все время остается задемпфированным древесиной и слабо излучает звук. Основным источником шума являются перерезанные волокна древесины. Излучение звука происходит непосредственно в точке контакта ножа с древесиной, вдоль древесины колебания волокон быстро затухают. Для проверки этого утверждения были проведены записи уровней шума при рубке бревен длиной 6,5 м на ленту самописца. Уровни шума равны в начале и конце рубки, т.е. длина измельчаемого материала не влияет на уровень шума рабочего хода машины. Через древесину импульсы также передаются на патрон рубительной машины. Но эти импульсы сильно гасятся древесиной из-за ее демпфирующих свойств. Вследствие большой жесткости патрон слабо излучает звук.

Интенсивность шума, излучаемого стенками кожуха машины при ударах по ним щепы, практически мало зависит от размеров и формы измельчаемого материала. Интенсивность колебаний стенок кожуха при ударной нагрузке зависит от величины ударного импульса, который пропорционален изменению количества движения, т.е. пропорционален произведению массы щепы на ее скорость, но эта величина изменяется незначительно. Скорость щепы определяется скоростью резания, потенциальной энергией упругой деформации, полученной щепой при резании, и переходом этой энергии в кинетическую энергию движения. Скорость щепы, отделившейся после отруба, может быть записана в виде

$$v_{щ} = \eta v_p, \quad (2.14)$$

где v_p – скорость резания;

$\eta = 1-1,8$ – экспериментальный коэффициент.

Таким образом, разброс уровней изменения скорости ударов не превышает 1,5 дБ.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что расчет звуковой мощности основных источников шума РМ возможен путем энергетического суммирования аэродинамического шума, доминирующего в области низких частот, и ударного шума, возникающего при ударах щепы по стенкам кожуха диска.

2.4. Акустический расчет дисковых рубительных машин

При проектировании новых цехов или при установке в цехе нового оборудования необходимо предусматривать меры создания «акустического комфорта». Для этого нужно знать уровни шума, создаваемого оборудованием в различных точках помещения. Акустические условия в цехах, связанных с переработкой древесины в технологическую щепу, определяются шумом рубительных машин. Акустический расчет дисковых рубительных машин позволяет установить уровни шума в цехе, где работает машина, и сравнить их с требованиями санитарных норм.

Расчет уровней шума ведется в октавных полосах. Рубительная машина представляется в виде точечного источника шума. Звуковое поле, создаваемое рубительной машиной в помещении, можно считать диффузным. В пределах каждой полосы характеристики затухания и излучения считаются неизменными. В этом случае можно оперировать не волновыми, а энергетическими характеристиками звукового поля.

На основании обработки данных экспериментальных исследований шума дисковых рубительных машин, проведенных на предприятиях страны, получены эмпирические зависимости, позволяющие с точностью ± 3 дБ находить уровень звуковой мощности той или иной машины по ее основным техническим данным.

Уровень звуковой мощности, развиваемый рубительной машиной на холостом ходу,

$$L_{P_1} = \bar{L} + 60 \lg u + 20 \lg D - R, \quad (2.15)$$

где u – окружная скорость диска, м/сек;

D – диаметр диска, м;

R – звукоизоляция кожуха машины от воздушного шума (при наличии больших отверстий в кожухе $R=0$), дБ, рассчитывается по общепринятой методике;

L – отвлеченный уровень шума, равный для малоножевых машин 20 дБ, для многоножевых – 12 дБ.

Уровень звуковой мощности рубительной машины при рубке древесины

$$L_{P_2} = 94 \lg u - \Delta L_1, \quad (2.16)$$

где L_{p_2} – величина, зависящая от соотношения уровней шума, возникающего в узле «нож–древесина», и шума от ударов щепы о стенки кожуха.

Если кожух имеет отверстия большой площади, выходящие в помещение, где установлена рубительная машина, то $\Delta L_1 = 0$. На основе экспериментальных данных величину ΔL_1 для машин с герметичным кожухом можно принять равной 11 дБ (АЗ-11, АЗ-12, «Норман-66»).

При расчете уровня шума в помещении предполагается, что частотная характеристика звукопоглощения помещением равномерна и характеризуется суммарным поглощением A .

Уровень шума, измеряемый в какой-либо точке помещения, где установлена рубительная машина,

$$L = L_p - 10 \lg \left[\frac{4(1 - \bar{\alpha}_1)}{A_1} + \frac{\Phi_1}{\Omega_1 r_1^2} \right]^{-1}, \quad (2.17)$$

где L_p – уровень звуковой мощности рубительной машины, дБ (определяется по формулам (2.15) и (2.16));

r_1 – расстояние от условного центра рубительной машины до точки, в которой определяется уровень шума, м;

Ω_1 – пространственный угол излучения в стерadians, равный 2π ,

Φ_1 – фактор направленности по рассматриваемому направлению;

A_1 – суммарное звукопоглощение помещением, в котором установлена машина, м^2 ,

$$A_1 = \sum_{i=1}^n \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^m A_j,$$

Здесь α_i – коэффициент звукопоглощения i -й поверхности ограждения или предмета, площадь которого равна S_i (общее число поверхностей n);

A_j – общее звукопоглощение штучных поглотителей, находящихся в помещении (общее число поглотителей m);

$\bar{\alpha}_1$ – средний коэффициент звукопоглощения:

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{A}{\sum_{i=1}^n S_i + \sum_{j=1}^m S_{j.um}}.$$

где $S_{j.um}$ – площадь поверхности штучного поглотителя.

Для рубительных машин фактор направленности для всех направлений можно принять равным 1. Это вытекает из результатов исследований характеристик направленности рубительных машин.

Направленность измеряли в помещении, все стены которого изготовлены из фиброцементных плит, хорошо поглощающих звук. Звукопоглощение помещения объемом 2000 м^3 – около 80 м^2 . При увеличении в 2 раза

расстояния между источником и приемником звука уровень его падал на 5–6 дБ. Замеры проводили на расстоянии 3 м от центра диска в зоне воздействия прямого звука на высоте над уровнем пола, равной половине высоты машины.

В непосредственной близости от рубительной машины звуковое давление падает с увеличением расстояния быстрее, чем исходящее от точечного источника, особенно на холостом ходу. Это происходит вследствие различия фаз колебательной скорости и звукового давления. Поскольку излучение имеет дипольный характер, вблизи от диполя звуковое давление обратно пропорционально квадрату расстояния, а не первой его степени. Как показали измерения, эта область невелика (около 1 м), за ней звуковое давление обратно пропорционально расстоянию. В этой зоне рубительная машина может считаться точечным источником.

За зоной прямого звука в непосредственной близости от стен помещения преобладает отраженный звук, и уровень шума почти постоянен. Из диаграммы направленности видно, что уровни шума в различных точках вокруг рубительной машины отличаются друг от друга не более чем на 3 дБ. На оси диска рубительной машины уровень шума несколько выше, чем в плоскости вращения, что можно объяснить наличием отверстий в кожухе в этих направлениях. Кроме того, на холостом ходу это увеличение происходит из-за наличия вихревого шума, излучаемого преимущественно в осевом направлении.

Таким образом, рубительную машину можно считать точечным излучателем со сферической характеристикой направленности. Ошибка при этом не превысит 3 дБ. Значения величины $\frac{A_1}{1-\alpha_1}$ можно подсчитать по результатам обмера помещения или приближенно по графикам в зависимости от объема помещения.

Уровень шума, проникающего через загрузочную воронку на рабочее место оператора, для машин со свободной подачей древесины определяют по формуле

$$L = L_{p_0} - \Delta L_p - 10 \lg F_2, \quad (2.18)$$

где L_{p_0} – уровень звуковой мощности рубительной машины, определяемой по формулам (2.15) и (2.16) без учета величины R на холостом ходу и ΔL_p – на рабочем ходу;

ΔL_p – затухание при распространении звука по воронке. Если воронка изготовлена из листовой стали, то затуханием можно пренебречь, поскольку коэффициент звукопоглощения стали мал ($\approx 0,01$);

F_2 – площадь устья воронки, m^2 .

Уровень шума, передаваемого воронкой в помещение второго этажа,

$$L = L_{p_0} - \Delta L_p + 10 \lg \left[\frac{\Phi_2}{\Omega_2 r_2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_2)}{A_2} \right], \quad (2.19)$$

где Φ_2 – фактор направленности излучения воронки (считая звуковое поле диффузным, можно принять $\Phi_2=1$);

Ω_2 – угол излучения, равный 2π , если устье воронки заканчивается на уровне пола 2-го этажа, и 4π , если устье воронки находится значительно выше уровня пола;

$\bar{\alpha}_2$ и A_2 – характеристики помещения второго этажа;

L_{p_0} и ΔL_p – те же величины, что и в формуле (2.18);

r_2 – расстояние от устья воронки до точки, в которой определяется уровень шума, м.

Если рубительная машина имеет подающий механизм для принудительной подачи древесины, то уровень шума на рабочем месте рубщика можно определить по формуле

$$L = L_p - \Delta L_p + 10 \lg \left[\frac{F_1}{F_2} \left(\frac{\Phi_1}{\Omega_1 r_3^2} + \frac{(1 - \bar{\alpha}_1)}{A_1} \right) \right], \quad (2.20)$$

где L_p – уровень звуковой мощности машины, определяемый по формулам (2.15) и (2.16);

F_1 – площадь горла загрузочной воронки, м²;

r_3 – расстояние между центром горла воронки и условным центром рубительной машины.

Остальные обозначения – те же, что и в предыдущих формулах.

Уровень шума, создаваемый рубительной машиной с принудительной подачей древесины, в помещении второго этажа

$$L = L_p - \Delta L_p + 10 \lg \left[\left(\frac{\Phi_1}{\Omega_1 r_3^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_1}{A_1} \right) \left(\frac{\Phi_2}{\Omega_2 r_2^2} + \frac{4(1 - \bar{\alpha}_2)}{A_2} \right) \right]. \quad (2.21)$$

Для сравнения уровней шума рубительных машин с нормативными уровнями и для успешной борьбы с шумом рубительных машин необходимо знать не только общий уровень шума, но и его частотную характеристику.

Спектры шума холостого и рабочего хода дисковых рубительных машин приближаются к сплошным. При этом относительные спектры шума различных типов рубительных машин на рабочем и холостом ходу различаются между собой незначительно. Поскольку области расположения спектров узки, в расчетах рубительных машин можно пользоваться приближенными осредненными спектрами. Ошибка в уровнях спектральных составляющих при этом не превысит ± 4 дБ.

Для расчета абсолютных спектров шума рубительных машин необходимо из общих уровней, вычисленных по формулам (2.17) – (2.21), вычесть величину L_i в каждой полосе частот. Величины L_i для холостого и рабочего хода даны в табл. 4.

Таблица 4

Уровень звукового давления по октавным полосам

Среднегеометрическая частота, Гц	Значения L_i , дБ	
	для холостого хода	для рабочего хода
63	6	10
125	4	7
250	6	7
500	10	8
1000	15	8
2000	23	9
4000	-	11
8000	-	14

На основании приведенных расчетов можно судить о допустимости шума, создаваемого машиной в той или иной точке помещения, а также наметить действенные меры для его снижения.

2.5. Теоретические основы шумообразования в молотковых мельницах

Молотковые мельницы (ММ) служат для переработки отходов сортирования древесной массы. Они состоят из корпуса, крышки, ротора и привода. Крышка, шарнирно связанная с корпусом, имеет отражательную камеру. На корпусе крепится сменное сито, охватывающее ротор по дуге, соответствующей 180° . Ротор состоит из вала с набором дисков. В дисках шарнирно закреплены молотки. Ротор вращается в сферических роликоподшипниках [10].

Отходы грубого сортирования поступают в мельницу через загрузочную горловину. Измельчение отходов происходит в присутствии воды путем дробления древесины молотками, раздавливания и растирания на сите.

Процесс измельчения осуществляется на рабочей поверхности корпуса мельницы в результате многократного ударного действия молотков и циркуляции в мельнице древесно-водяного кольца. При этом измельчение происходит преимущественно в зоне кромки отражательного щита крышки. Вращение ротора в полости корпуса мельницы и взаимодействие молотков с подаваемой туда средой (водой) вызывают образование аэродинамического и гидродинамического шумов.

В результате ударного взаимодействия молотков со щепой возникают колебания отражательного щита и перерезанных волокон древесины, которые излучаются в окружающее пространство в виде звуковых волн, распространяющихся в производственное помещение через загрузочную горловину.

Основной причиной шума и вибрации на холостом ходу мельницы являются неоднородность потока, обтекающего кромку отбойного щита крышки корпуса, вихревые и кавитационные процессы, возникающие в потоке, заключенном во внутреннем объеме мельницы.

Наличие отбойного щита в крышке корпуса мельницы приводит к появлению периодических пульсаций давлений при его обтекании и шума от неоднородности потока с частотой

$$f_m = m \frac{n}{60} z, \quad (2.22)$$

где $m = 1, 2, 3$ – номер гармоники;

n – частота вращения ротора, об./мин⁻¹;

z – число рядов молотков ротора.

Движение ротора с молотками в водной среде сопровождается образованием вихрей, рождение и отрыв которых вызывают поперечные пульсации скорости. С этим неразрывно связаны пульсации циркуляции вектора скорости вокруг молотков и пульсации подъемной силы. Кроме того, имеют место пульсации лобового сопротивления. При этом возникает шум, частота которого равна частоте образования вихрей и определяется постоянством числа Струхала (с точностью до влияния критериев Рейнольдса и Маха):

$$Sh = \frac{fD}{u}, \quad (2.23)$$

где f – частота, с⁻¹;

D – характерный размер тела;

u – характерная скорость.

$F_y(t)$ – периодическая поперечная сила;

$P_{\text{зв}}$ – звуковая мощность, обусловленная гидродинамическими процессами;

$P_{\text{изм}}$ – звуковая мощность, обусловленная процессом измельчения щепы;

$P_{\text{мех}}$ – звуковая мощность, обусловленная излучением корпуса мельницы;

D, l – поперечный и продольный размеры ротора.

Несмотря на то, что явление это носит периодический характер, образующийся в мельнице вихревой шум будет иметь сплошной спектр, так

как различные участки элементов ротора обтекаются с различной скоростью и имеют различные размеры и форму; поэтому частота срыва вихрей и, следовательно, частота генерируемого звука изменяются от точки к точке.

Образовавшиеся вихри при своем движении в потоке могут взаимодействовать с твердыми границами (например, стенками корпуса мельницы) и вызывать, в свою очередь, пульсации давления, которые служат вторичным источником вихревого шума.

Повышению шумообразования способствует кавитация в потоке жидкости.

Поскольку все рассмотренные составляющие обусловлены пульсациями гидродинамического давления, величина которых $\Delta P \sim \Delta(Pu^2)$, то можно говорить о дипольном характере генерирования шума. Впервые эта гипотеза была выдвинута Е.Я. Юдиным применительно к шуму вентиляторов и выведена формула для определения звуковой мощности вентиляторов [8]. По аналогии с формулой Е.Я. Юдина звуковая мощность холостого хода ММ может быть представлена в виде

$$P = K \frac{\rho}{c^3} u^\alpha D^\beta, \quad (2.24)$$

где K, α, β – экспериментальные коэффициенты;

ρ – плотность среды;

c – скорость звука;

D – диаметр ротора мельницы;

u – скорость.

Спектр гидродинамического шума холостого хода складывается из составляющих вихревого и кавитационного шумов, распределенных в широком интервале частот, из дискретных составляющих шума от неоднородности потока, кратных частоте, равной произведению частоты вращения на число рядов молотков ротора.

Общий уровень звуковой мощности холостого хода молотковой мельницы

$$L_{P_{\Sigma}} = \bar{L}_{\Sigma} + 10\alpha \lg U + 10\beta \lg D, \quad (2.25)$$

где \bar{L}_{Σ} – критерий шумности, равный уровню шума, который разовьет ММ при окружной скорости $1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ и характерном размере ротора:

$$\bar{L}_{\Sigma} = 10 \lg \frac{\kappa \rho}{c^3 \rho_0},$$

где ρ_0 – пороговое значение звуковой мощности; $\rho_0 = 10^{-12} \text{ Вт}$.

Зависимость (2.24) может быть представлена в виде

$$P = \kappa i^\alpha D^\beta c^\gamma \rho^\delta, \quad (2.26)$$

где $\kappa, \alpha, \beta, \gamma, \delta$ – постоянные экспериментальные коэффициенты.

В процессе измельчения отходов интенсивность шума ММ возрастает из-за подключения к рассмотренным источникам колебательных процессов в узле *кромка отражательного щита – измельчаемая щепка – молотки ротора*. При этом основной прирост уровней шума вызывается увеличением излучения звуковой энергии отражательным щитом. Доля звуковой энергии, излучаемой перерезанными волокнами древесины, незначительна.

Жесткость щита в поперечном направлении существенно больше, чем в продольном. Длина волн на частотах 125–250 Гц преобладающей интенсивности колебаний больше размеров щита. Динамическая модель щита представляется в виде пластины, одна продольная сторона которой свободна, другая продольная сторона и боковые кромки имеют шарнирные опоры. Размеры $l_{щ}, h_{щ}$ – размеры отражательного щита.

Если пренебречь нагибными волнами, распространяющимися поперек отражательного щита, учитывать только волны изгиба, распространяющиеся вдоль него, и полагать, что смещение щита от начала его соединения с боковой стенкой крышки до свободного конца происходит по линейному закону, то фундаментальная функция колебательного движения отражательного щита будет иметь вид

$$\psi_n(x, y) = \sin \frac{\pi n y}{l_{щ}} \left(\frac{x}{h_{щ}} \right). \quad (2.27)$$

Изгибные колебания отражательного щита описываются уравнением

$$\frac{\bar{E} h_{щ}^3}{12(1 - \mu^2)} \Delta^2 W(x, y, t) + m_{щ} \frac{\partial^2 W(x, y, t)}{\partial t^2} = F_b(t), \quad (2.28)$$

где \bar{E} – комплексный модуль Юнга; $\bar{E} = E(1 - i\eta)$;

η – коэффициент потерь;

$h_{щ}$ – ширина стенки отражательного щита;

μ – коэффициент Пуассона;

Δ – оператор Лапласа; $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$;

$m_{щ}$ – удельная масса отражательного щита;

$W(x, y, t)$ – нормальное смещение поверхностей отражательного щита;

$F_b(t)$ – возбуждающая сила.

Представим смещение в виде (2.28) и подставим в (2.27):

$$W(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(t) \sin \frac{\pi n y}{l_{uy}} \left(\frac{x}{h_{uy}} \right). \quad (2.29)$$

Умножим обе части полученного выражения на $\sin \frac{\pi n y}{l_{uy}} \left(\frac{x}{h_{uy}} \right) dx \cdot dy$, проинтегрируем по всей поверхности отражательного щита и получим следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2 W_n(t)}{dt^2} + \varpi_n^2 W_n(t) = F_n(t), \quad (2.30)$$

$$\text{где } \varpi_n = \omega_n (1 + 1/2 i \eta). \quad (2.31)$$

Здесь ω_n – собственные частоты колебательного движения отражательного щита;

$$\omega_n = \pi^2 \sqrt{\frac{D}{m_{uy}}} \left(\frac{n}{l_{uy}} \right)^2. \quad (2.32)$$

Здесь D – цилиндрическая жесткость,

$$D = \frac{E h_{uy}^3}{12(1 - \mu^2)}. \quad (2.33)$$

$$F_n(t) = \frac{6}{l_{uy} h_{uy} m_{uy}} \int_0^{l_{uy}} \int_0^{h_{uy}} F_b(t) \sin \frac{\pi n y}{l_{uy}} \left(\frac{x}{h_{uy}} \right) dx dy. \quad (2.34)$$

Зададим возбуждающую силу $F_b(t)$ в аналитической форме. Удар характеризуется ударным импульсом J :

$$J = \int_{t_0}^{t_1} F_b(t) dt = F_{b\text{cp}} (t_1 - t_0), \quad (2.35)$$

где t_0 и t_1 – время начала и конца удара;

$F_{b\text{cp}}$ – среднее значение силы за время удара.

Так как для ударных явлений типичны весьма малые значения разности $(t_1 - t_0)$ и большие значения $F_{b\text{cp}}$, то в теории удара часто рассматривают предельный случай, считая, что в выражении (2.35) первый множитель неограниченно возрастает, второй неограниченно уменьшается ($t_1 \rightarrow t_0$), тогда как их произведение остается неизменным и конечным. Полученная

при таком переходе сила признается бесконечно большой: ее называют мгновенной ударной силой. Мгновенные ударные силы можно формально вводить в уравнение как обычные (конечные) силы, если пользоваться записью

$$F_b(t) = J\delta_1(t - t_0), \quad (2.36)$$

где $\delta_1(t)$ – дельта-функция Дирака,

$$\delta_1(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \delta_1^*(t, h); \quad (2.37)$$

$$\delta_1^*(t, h) = \frac{1}{p} [\sigma_0(t) - \sigma(t - h)] = \begin{cases} \frac{1}{h} & \text{при } t \leq h \\ 0 & \text{при } t > h; \end{cases} \quad (2.38)$$

$\sigma_0(t)$ – единичная функция Хевисайда,

$$\sigma_0(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } t \leq 0 \\ 0 & \text{при } t > 0. \end{cases} \quad (2.39)$$

Выражение (2.34) можно представить в виде

$$F_n(t) = A_n J_0 [\delta_1(t) + \delta_1(t - T)], \quad (2.40)$$

где $A = \frac{6}{l_{ц} h_{ц} m_{ц}} \sum_{i=1}^m \sin \frac{\pi n y_i}{l_{ц}};$

m – число молотков ротора в ряду;

J_0 – импульс возбуждающей силы;

T – период между ударами.

Уравнение (2.30) удобно решать, используя преобразования Лапласа. Изображения каждого члена в отдельности будут иметь вид

$$\frac{\partial W_n(t)}{\partial t^2} \leftarrow p \{ p [W_n(p) - W_0] - Y_0 \} = p^2 W_n(p) - p^2 W_0 - p^2 Y_0; \quad (2.41)$$

$$W_n(t) \leftarrow W_n(p); \quad F_b(t) \leftarrow A_n J_0 \frac{p}{1 - e^{-pT}},$$

где $W_0 = W_n(x, y, 0)$; $Y_0 = Y_n(x, y, 0)$ – начальные условия в момент времени $t = 0$, соответственно смещение и скорость.

Тогда уравнение (2.30) примет вид

$$W_n(p) = \frac{W_0 p^2 + v_0 p}{p^2 + \omega^2 n} + \frac{A_n J_0}{p^2 + \omega^2 n} \frac{p}{1 - e^{-pT}}. \quad (2.42)$$

Нет необходимости искать полное решение полученного уравнения, найдем только его периодическую часть. Для этого представим (2.42) в виде

$$W_n(p) = \frac{\theta_n(p)}{1 - e^{-pT}}, \quad (2.43)$$

$$\text{где } \theta_n(p) = \frac{W_0 p^2 + Y_0 p}{p^2 + \varpi_n^2} (1 - e^{-pT}) + \frac{A_n J_0 p}{p^2 + \varpi_n^2}. \quad (2.44)$$

Начальные величины W_0 и V_0 должны определяться таким образом, чтобы начальная функция $\theta_n(t) \leftarrow \theta_n(p)$ была тождественно равна нулю при $t > T$.

При $t > T$ имеем

$$\begin{aligned} \theta_n(t) = & \left[W_0 (1 - \cos \varpi_n T) + \frac{V_0}{\varpi_n} \sin \varpi_n T \right] \cos \varpi_n t + \\ & + \left[-W_0 \sin \varpi_n T + \frac{V_0}{\varpi_n} (1 - \cos \varpi_n T) + \frac{A_n J_0}{\varpi_n} \right] \sin \varpi_n t. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Приравнивая к нулю коэффициенты при $\cos \varpi_n t$ и $\sin \varpi_n t$, получим требования на начальные условия:

$$\begin{aligned} W_0 (1 - \cos \varpi_n T) + \frac{V_0}{\varpi_n} \sin \varpi_n T &= 0, \\ -W_0 \sin \varpi_n T + \frac{V_0}{\varpi_n} (1 - \cos \varpi_n T) &= -\frac{A_n J_0}{\varpi_n}. \end{aligned}$$

При отсутствии резонанса, т.е. при условии, что $\varpi_n T \neq 2\pi k$, где k – любое целое число, получаем

$$W_0 = \frac{A_n J_0}{2\varpi_n} \operatorname{ctg} \frac{\varpi_n T}{2}; \quad V_0 = \frac{A_n J_0}{2}. \quad (2.46)$$

Найденные значения W_0 и V_0 подставим в (2.35) и получим

$$\theta_n(p) = \frac{A_n J_0}{\varpi_n} \left[\left(\frac{p^2}{p^2 + \varpi_n^2} \operatorname{ctg} \frac{\varpi_n T}{2} - \frac{p \varpi_n}{p^2 + \varpi_n^2} \right) (1 - e^{-pT}) + \frac{2p \varpi_n}{p^2 + \varpi_n^2} \right]. \quad (2.47)$$

$$W_n(t) = \frac{A_n J_0}{2\varpi_n} \left(\cos \varpi_n t \cdot \operatorname{ctg} \frac{\varpi_n T}{2} + \sin \varpi_n t \right) \sin \frac{\pi n y}{l_{uy}} \left(\frac{x}{h_{uy}} \right) \left(\sum_{i=1}^m \sin \frac{m \pi y}{l_{uy}} \right). \quad (2.48)$$

Чтобы найти значение $W_n(t)$ в любой момент времени, достаточно воспользоваться соотношением $W_n(t) = W_n(t - nT)$, $n = 1, 2, 3 \dots$

Тогда для скорости $V_n(t)$ получим выражение

$$V_n(t) = W_n(t) = \frac{A_n J_0}{2\pi \varpi_n} \left(-\frac{\sin \varpi_n \left(t - \frac{T}{2} \right)}{\sin \frac{\varpi_n T}{2}} \right) \sin \frac{\pi y}{l_{uy}} \left(\frac{x}{h_{uy}} \right) \left(\sum_{i=1}^m \sin \frac{\pi y}{l_{ui}} \right). \quad (2.49)$$

Проведем усреднение квадрата этой величины по площади и местам приложения импульсов за промежуток времени между ударами, предварительно введя коэффициент потерь η материала отражательного щита:

$$\langle V_n^2 \rangle = \frac{3}{4} \frac{m J_0^2}{l_{uy}^2 h_{uy}^2 m_{uy}^2} \frac{\text{sh } \omega_n \eta \frac{T}{2}}{\eta \omega_n T} \frac{1}{\sin^2 \varpi_n \frac{T}{2}}. \quad (2.50)$$

Величина $\langle V_n^2 \rangle$ значительно изменяется даже при малых изменениях частоты ω_n .

Поэтому значение среднего квадрата колебательной скорости необходимо усреднить еще в пределах небольших изменений величины $\omega_n T$.

Положим $\omega_n T = 2\pi k + \xi$, где k – любое целое число;

$$\begin{aligned} \sin \omega_n \frac{T}{2} &= \sin \left(\pi k + \frac{\xi}{2} \right) = (-1)^k \sin \frac{\xi}{2}; \quad \cos \frac{1}{2} \omega_n \frac{T}{2} = (-1)^k \cos \frac{\xi}{2}; \\ \left| \sin \frac{1}{2} \varpi_n T \right| &= \text{ch } \frac{1}{4} \eta \omega_n T \sin^2 \frac{\xi}{2} + \text{sh } \frac{1}{4} \eta \omega_n T \cos^2 \frac{\xi}{2}. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Среднее значение квадрата абсолютной величины колебательной скорости отражательного щита

$$\langle \langle V^2 \rangle \rangle = \frac{1}{2\pi} \frac{3}{4} \frac{J_0^2 m}{l_{uy}^2 h_{uy}^2 m_{uy}^2} \frac{\text{sh } \omega_n \eta \frac{T}{2}}{\eta \omega_n T} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{d\xi}{\left| \sin \frac{1}{2} \varpi_n T \right|^2} = \frac{3}{2} \frac{J_0^2}{l_{uy}^2 h_{uy}^2 m_{uy}^2} \frac{m}{\eta \omega_n T}. \quad (2.52)$$

Из выражения (2.32) имеем

$$d\omega_n = \frac{\pi^2}{l_{uy}^2} \sqrt{\frac{D}{m_{uy}}} \left[(n + dn)^2 - n^2 \right] \quad (2.53)$$

Полагая, что $dn^2 \rightarrow 0$, получим

$$dn = \frac{1}{2\omega_n^{\frac{1}{2}}} \frac{l_{uy}}{\pi} \sqrt{\frac{m_{uy}}{D}} d\omega_n, \quad (2.54)$$

откуда можно найти средний квадрат колебательной скорости отражательного щита в частотной полосе $\frac{1}{\gamma}$ октавы:

$$\langle V^2 \rangle = \int_{\omega_n}^{\omega_n \left(1 + \frac{1}{\gamma}\right)} \langle |V^2| \rangle dn = \frac{3}{4} \frac{J_0^2}{l_{uy} h_{uy}^2 m_{uy}^2} \frac{m}{\eta T \pi} \sqrt{\frac{m_{uy}}{D}} \int_{\omega_n}^{\omega_n \left(1 + \frac{1}{\gamma}\right)} \frac{d\omega_n}{\omega_n^{\frac{3}{2}}}, \quad (2.55)$$

где ω_n – нижняя граничная частота полосы $d\omega$.

Средний квадрат колебательной скорости отражательного щита в октавной полосе частот получим, приняв $\gamma > 1$.

$$\langle V^2 \rangle = \frac{3}{4} \frac{J_0^2}{l_{uy} h_{uy}^2 m_{uy}^2} \frac{m}{\eta T \pi} \sqrt{\frac{m_{uy}}{D}} \int_{\omega}^{2\omega} \frac{d\omega_n}{\omega_n^{\frac{3}{2}}} = 0,184 \frac{J_0^2 m (1 - \mu^2)^{\frac{1}{4}} \rho_{uy}^{\frac{1}{4}}}{l_{uy} h_{uy}^{\frac{5}{2}} m_{uy}^2 E^{\frac{1}{4}} \eta T \omega^{\frac{1}{2}}}, \quad (2.56)$$

где ω – среднегеометрическая частота октавной полосы.

Зная средний квадрат колебательной скорости отражательного щита, можно найти звуковую мощность, излучаемую щитом в однооктавной полосе частот. Эта звуковая мощность для низких частот, когда волновые размеры отражательного щита малы ($kl < 1$, где $k = 2\pi f/C$ – волновое число; l – наибольший линейный размер щита), будет равна

$$L_{P_{мме}} = 10 \lg \frac{P_{мех}}{P_0} = 10 \lg \frac{\rho c}{P_0} S k' \langle V^2 \rangle = 10 \lg \frac{1,5 \cdot 10^{-2} \rho (1 - \mu^2)^{\frac{1}{4}} S^2 J_0^2 m \omega^{\frac{3}{2}}}{P_0 l_{uy} h_{uy}^{\frac{5}{2}} m_{uy}^2 E^{\frac{1}{4}} C T \eta}, \quad (2.57)$$

а для высоких частот, когда $kl > 2$,

$$L_{P_{мме}} = 10 \lg \frac{P_{мех}}{P_0} = 10 \lg \frac{\rho c}{P_0} S \langle V^2 \rangle = 10 \lg \frac{18,4 \cdot 10^{-2} \rho c (1 - \mu^2)^{\frac{1}{4}} \rho_{uy}^{\frac{1}{4}} J_0^2 m S}{P_0 l_{uy} h_{uy}^{\frac{5}{2}} m_{uy}^2 E^{\frac{1}{4}} \eta T \omega^{\frac{1}{2}}}. \quad (2.58)$$

Выражения (2.57) и (2.58) дают представление об уровне мощности, получаемой отражательным щитом при мгновенном импульсе.

Слой щепы, находящийся на кромке отражательного щита, играет роль амортизатора ударов молотков, в связи с чем уровень мощности звука, определяемый по формулам (2.57) и (2.58), снижается на величину

$$\Delta L = A \lg \left(\frac{f}{f_0} \right), \quad (2.59)$$

где A – постоянная величина;

f_0 – частота собственных колебаний системы, составленной из массы молотка и некоторой упругости размалываемого материала.

Входящий в формулы (2.57) и (2.58) импульс возбуждающей силы J_0 зависит от ряда случайных факторов: формы, размеров и массы порции щепы, попавшей под удар молотка, расположения ее на кромке отражательного щита, состава порции (целый кусок древесины или отдельные частицы) и др. Учесть эти факторы заранее невозможно, в связи с чем определение величины J_0 встречает большие трудности.

Представим порцию щепы, находящуюся на кромке отражательного щита, в виде целого куска древесины в форме шара с массой m_k и начальной скоростью, равной нулю. Условимся также, что молоток имеет массу m_m и движется со скоростью U и $m_m \gg m_k$. Тогда величину ударного импульса можно выразить формулой

$$J_0 = u \frac{m_k}{1 + \frac{e^2}{r^2}} (1 + \kappa), \quad (2.60)$$

где e – эксцентриситет ударной силы относительно центра массы порции щепы;

r – радиус инерции порции щепы.

Ударный импульс возрастает пропорционально массе порции щепы и скорости удара. В реальных условиях порция щепы имеет неправильную и неопределенную форму и разрушается при ударе. Коэффициент восстановления, равный отношению модулей относительных скоростей соударяющихся тел после и до удара, вследствие различия форм, физических свойств и масс соударяющихся тел имеет случайную величину. Все это затрудняет непосредственное определение величины ударного импульса. Поэтому определим его величину из следующих соображений. Поступающую в мельницу массу представим в виде слоя щепы, равномерно распределенного по рабочей длине ротора. В этом случае масса щепы, поступающей под воздействие одного ряда молотков, может быть определена по величине подачи, объемной массе щепы и периоду ударов:

$$m_k = qT = q \frac{60}{nz}, \quad (2.61)$$

где q – величина подачи щепы в мельницу, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;

n – частота вращения ротора, об./мин ;

z – число рядов молотков на роторе.

Примем следующие допущения:

- порция щепы, попадающая под удар молотка ротора, представляет собой элемент щепы в виде целого куска древесины;

- при эксцентричном ударе по элементу щепы, масса которого превышает некоторую величину, достаточную для того, чтобы оказать сопротивление, способное вызвать ее разрушение, передняя кромка молотка отделяет часть элемента щепы, выступающую за кромку отражательного щита;

- сопротивление молотку ротора при эксцентричном ударе оказывает лишь масса отделяемой части элемента щепы;

- средняя статистическая величина коэффициента восстановления не зависит от скорости удара в интервале их значений, встречающихся в молотковых мельницах и достаточных для разрушения щепы, и несущественно различается при изменении элемента щепы относительно молотков ротора.

При этих допущениях величина ударного импульса, действующего на кромку отражательного щита, определяется формулой

$$J_0 = \kappa_m u m_\kappa (1 + \kappa) = K_m (1 + \kappa) \frac{\pi D q}{z}, \quad (2.62)$$

где K_m – коэффициент активной массы, представляющий собой отношение массы отделяемой части элемента щепы к его полной массе.

Подставляя в (2.57) и (2.58) значение ударного импульса из (2.62) и учитывая, что

$$T = \frac{60}{nz}, \quad u = \frac{\pi D n}{60}, \quad \omega = 2\pi f, \quad P_0 = 10^{-12} \text{ Вт},$$

получим для частот $kl < 2$

$$L_{P_{\text{мме}}} = 10 \lg \frac{1,5 \cdot 10^{-2} \rho (1 - \mu^2)^{1/4} \rho_{\text{щ}}^{1/4} S^2 m \pi D u q^2 (1 + \kappa)^2 \kappa m^2 f^{3/2}}{\rho_0 l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^{5/2} m_{\text{щ}}^2 E^{1/4} c \eta z} - A \lg \frac{f}{f_0}; \quad (2.63)$$

для частот $kl > 2$

$$L_{P_{\text{мме}}} = 10 \lg \frac{18,4 \cdot 10^{-2} \rho c (1 - \mu^2)^{1/4} \rho_{\text{щ}}^{1/4} \pi D u q^2 m S (1 + \kappa)^2 \kappa^2}{\rho_0 l_{\text{щ}} h_{\text{щ}}^{5/2} m_{\text{щ}}^2 E^{1/4} \eta z f^{1/2}} - A \lg \frac{f}{f_0}. \quad (2.64)$$

Из формул (2.63) и (2.64) следует, что излучаемая мощность зависит от свойств материала, отражательного щита, конструктивных параметров мельницы, параметров, характеризующих процесс измельчения и частоты.

Наибольшее влияние оказывает величина подачи щепы и продолжительность удара: удвоение величины подачи увеличивает, а удвоение времени удара снижает уровень звуковой мощности соответственно на 6 и 12 дБ.

Тот же рост удельной массы или коэффициента потерь снижает уровень звуковой мощности на 3 дБ.

Учитывая, что все мельницы имеют одинаковую конструкцию, одинаковые диаметр ротора, ширину отражательного щита, число рядов молотков, коэффициенты потерь, материалы конструкции и незначительно отличаются по скорости вращения ротора и длине его рабочей части (с точностью до 3 дБ), можно формулы (2.63) и (2.64) для существующих мельниц представить в виде:

для частот $Kl < 2$

$$L_{P_{мме}} = 80 + 10 \lg \frac{S^2 q^2 f^{3/2} (1 + \kappa)^2 \kappa^2 m}{\eta} - A \lg \frac{f}{f_0}; \quad (2.65)$$

для частот $kl > 2$

$$L_{P_{мме}} = 126 + 10 \lg \frac{Sq^2 (1 + \kappa)^2 K_m^2}{\eta f^{1/2}} - A \lg \frac{f}{f_0}. \quad (2.66)$$

Формулы (2.60) и (2.66) позволяют при известных значениях κ , f_0 и η рассчитать уровни звуковой мощности шума, создаваемого излучением корпуса мельницы при различных размерах и производительности последней.

3. Основы акустического расчета вакуумных систем бумагоделательных машин

В производстве бумаги и картона значительная часть процесса обезвоживания полотна осуществляется под вакуумом. Совокупность вакуумных линий (трубопроводов), вакуум-насосов и системы выхлопа (удаления воздуха) образует вакуумную установку, являющуюся одним из основных источников низкочастотного шума в залах бумагоделательных машин [11], [12]. Наибольшее распространение в ЦБП получили водокольцевые вакуум-насосы. Однако данные по их шумоглушению могут быть применены для всех вакуумных установок, используемых в промышленности.

Воздушный шум, создаваемый работающими вакуумными системами, через каналы удаления воздуха распространяется в атмосферу и может создавать в зданиях и объектах с нормируемым уровнем звука, расположенных на территории предприятия, а также в жилых районах за ее пределами, уровни звука, превышающие допустимые. Этот шум может также

проникать в смежные с бумзалами помещения или в атмосферу через ограждающие конструкции.

При работе вакуумных систем создается интенсивный шум как на тракте всасывания, так и на выхлопе системы. Интенсивность шума на выхлопе вакуумной системы определяется шумом вакуум-насосов, который носит низко- и среднечастотный характер. Шум всасывания по интенсивности слабее шума выхлопа вследствие «уноса» звуковой энергии воздушным потоком.

Вакуум-насосы, являющиеся основной частью вакуумной системы бумагоделательной машины, различаются по типу, производительности и шумовым характеристикам. Способ и место установки вакуум-насосов, от которых зависит степень воздействия шума на обслуживающий персонал, также различны. Встречаются следующие основные схемы установки вакуум-насосов:

1) установка на уровне бумагоделательной машины – наиболее неблагоприятный с акустических позиций случай, применявшийся на тихоходных машинах одноэтажного исполнения;

2) установка вдоль главного прохода (шум выхлопа ясно прослушивается по всему бумзалу);

3) установка в отдельном звукоизолированном помещении - наиболее благоприятный случай в смысле защиты обслуживающего персонала от воздействия шума.

Кроме того, имеются различия в способе разделения мокровоздушной смеси.

Отвод мокровоздушной смеси в индивидуальный для каждого вакуум-насоса водоотделитель – способ, обеспечивающий частичное поглощение шума выхлопа, так как все существующие водоотделители в той или иной мере являются глушителями шума. Для обеспечения требуемого снижения шума за водоотделителем необходим дополнительный глушитель шума.

Отвод мокровоздушной смеси в один герметичный бетонный канал, из которого вода подается на заливку водяного кольца насосов, а воздух через воздухопроводы отводится за пределы рабочего помещения, – способ достаточно эффективный, так как шум выхлопа свободно не попадает в производственное помещение, но достаточно сложный в исполнении, особенно при осуществлении на действующих предприятиях. При этом способе насосы соединяются с отсасывающими валами прессовой части и другими секциями бумагоделательной машины с помощью главного вакуумного коллектора. Выхлоп мокровоздушной смеси осуществляется в общий канал, располагающийся ниже уровня насосов. В этом случае возникает проблема защиты от шума, распространяющегося на территорию предприятия и селитебную территорию.

Вакуум-насос применительно к шуму выхлопа можно считать акустическим источником нулевого порядка с максимальной напряженностью, равной секундной производительности насоса.

Исходя из принятой акустической модели вакуум-насоса, получены выражения для определения уровней звуковой мощности в октавных полосах частот (L_p , дБ).

При $R_0 < \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{\rho_1}{c} + 50 \lg n + 30 \lg w + 20 \lg b G R_0 - 20 \lg f + 101. \quad (3.1)$$

При $R_0 > \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{z \rho_1 c}{2} + 50 \lg n + 30 \lg w + 20 \lg b G - 40 \lg f + 101. \quad (3.2)$$

Здесь ρ_1 – плотность воздуха, кг/м³;

c – скорость звука, м/с;

n – частота вращения ротора, с⁻¹;

w – число лопаток ротора;

R_0 – радиус выхлопного патрубка, м;

b – длина рабочей камеры (ширина ротора), м;

$$G = 4eR^* \cos \frac{2\pi}{nw} \cos \frac{\pi}{w} - \frac{e^2}{2} \sin \frac{2\pi}{w} \sin \frac{4\pi}{nw},$$

e – эксцентриситет ротора насоса, м;

R^* – внутренний радиус водяного кольца, м;

f – текущая частота, Гц.

Расчет по формулам (3.1), (3.2) проводится для октавных полос, начиная с октавной полосы, в которую входит основная частота $f_0 = nw$.

Анализ зависимостей (3.1), (3.2) показывает, что на звуковую мощность вакуум-насоса основное влияние оказывает скорость вращения ротора. Увеличение скорости вдвое приводит к увеличению звуковой мощности на 15 дБ. При увеличении размеров в два раза звуковая мощность увеличивается на 6 дБ. И, наконец, увеличение числа лопаток в два раза увеличивает звуковую мощность на 9 дБ.

Для учета влияния водоотделителя на звуковую мощность, излучаемую вакуумной установкой, использована теория линейной акустики с учетом осредненного течения в элементах водоотделителя [11].

Для описания распространения волн давления (P) и скорости (V) через водоотделитель использованы матрицы передачи:

$$\begin{pmatrix} P_2 \\ V_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ V_1 \end{pmatrix}, \quad (3.3)$$

где $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$ – элементы матрицы;

P_1, V_1 – давление и скорость на входе в водоотделитель;

P_2, V_2 – давление и скорость на выходе из водоотделителя.

Колебательную скорость и звуковое давление на выходе из водоотделителя можно найти:

$$P = (z_u a_{11} + a_{12})V_0, \quad (3.4)$$

$$V = (z_u a_{21} + a_{22})V_0, \quad (3.5)$$

где V_0 – колебательная скорость на выхлопе насоса;

z_u – импеданс источника.

Для расчетов потерь передачи в системе водоотделения составлена программа для ЭВМ. Расчеты показывают, что разработанная модель применима для всех реальных размеров выхлопных систем вакуум-насосов с индивидуальными водоотделителями.

В рамках этой модели с ростом поперечного сечения имеется уменьшение амплитуды звукового давления, а также некоторое увеличение амплитуды звуковой скорости. Однако импеданс передачи с ростом площадей поперечного сечения элементов водоотделителя возрастает быстрее, чем амплитуда скоростей, поэтому возрастания уровней звукового давления не происходит.

Из полученных зависимостей видно, что для увеличения потерь передачи звуковой мощности большее значение имеет увеличение площади камеры водоотделителя, чем изменение площадей входного и выходного патрубков системы.

Проведенная экспериментальная проверка разработанных акустических моделей вакуум-насосов и выхлопных систем с индивидуальными водоотделителями показала достаточную точность аппроксимации реальных процессов модельными.

Рассмотрен также процесс взаимодействия звуковых волн в каналах выхлопной системы вакуумной магистрали при групповой установке вакуум-насосов [12]. Получено выражение, описывающее звуковое поле в канале с учетом прямых и отраженных волн и наблюдаемого на практике явления фазовой синхронизации источников.

Экспонента, отвечающая за характер распространения волн в вакуумной системе, имеет вид:

$$I = \exp \left[i \sqrt{k^2 - \frac{\pi^2 m^2}{a^2} - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} + \delta_{mn}} \right] (z - z_0) \left[1 + \sum_{\gamma=1}^{q-1} e^{-ih\gamma + \delta_{mn} h \gamma} \right] + \\ + \exp \left[-i \sqrt{k^2 - \frac{\pi^2 m^2}{a^2} - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} + \delta_{mn}} \right] (z - z_0) \left[1 + \sum_{\gamma=1}^{q-1} e^{-ih\gamma + \delta_{mn} h \gamma} \right], \quad (3.6)$$

где a, b – размеры поперечного сечения канала, м;
 m, n – любые целые числа;
 z_o – координата расположения первого насоса на общей магистрали;
 q – число насосов в системе;
 γ – номер насоса в системе;
 h – расстояние между насосами, м;
 δ_{mn} – коэффициент затухания звуковой волны;
 k – волновое число.

В аналитическом виде исследовать функцию (3.6) на экстремумы не представляется возможным. Для этой цели использованы численные методы. Составленная программа для расчетов на ЭВМ позволяет вычислить точки экстремумов (координату h) и определить вид экстремума (максимум или минимум). Так, для насосов ВВН-3, установленных на общем канале сечением 1x1 м, первый минимум достигается при $h_1 = 1,4$ м. Таким образом, при расстоянии между вакуум-насосами, равном h_1 , достигается максимальный уровень излучаемой звуковой мощности.

На основе результатов проведенных исследований разработаны рекомендации по проектированию вакуумных систем бумагоделательных машин с улучшенными шумовыми характеристиками.

С акустической точки зрения наиболее перспективной является установка вакуум-насосов в отдельном звукоизолированном помещении с отводом мокровоздушной смеси в один герметичный бетонный канал, из которого вода подается на заливку водяного кольца насосов, а воздух через воздухопроводы отводится за пределы рабочего помещения.

При выборе типа и количества вакуум-насосов предпочтение нужно отдавать насосам, имеющим при одинаковых технических характеристиках меньшую звуковую мощность излучаемого ими шума.

С целью снижения пульсации давления в трубопроводах вакуумной системы необходимо применять гибкие вставки. Длина их должна быть не менее 700 – 900 мм. Трубопроводы должны иметь не менее двух вставок, одна из которых располагается сразу после насоса.

Для предотвращения действий осевых стоячих волн следует избегать отрезков трубопроводов, которые имеют длину, кратную половине длины $\lambda/2$ волны звука основной частоты ($\lambda = c/f_0$, где $c = 340$ м/с – скорость звука).

Для предотвращения действия стоячих волн в поперечном направлении резонансная частота отрезка трубы, не имеющей опоры, не должна совпадать с основной частотой гармонических колебаний рабочего процесса насоса, что достигается соответствующим подбором расстояния между опорами.

При проектировании каналов для разделения мокровоздушной смеси необходимо учитывать, что для достаточно хорошей звукоизоляции

необходима их тщательная герметизация. Смотровые щели и люки должны закрываться герметичными крышками повышенной массивности (из железобетона или стали) с внутренними поверхностями, облицованными битумизированным войлоком (стекловатой) толщиной не менее 50 мм.

Прямоук канала, откуда вода забирается насосом и подается на заливку водяного кольца вакуум-насосов, а излишки воды переливаются в канализацию, должен иметь надежный гидрозатвор, препятствующий проникновению шума при уменьшении уровня воды в канале.

Поперечное сечение канала для воздуха определяют исходя из расхода и допустимой скорости движения воздуха, которую можно принимать до 10 м/с. Желательно, чтобы поперечное сечение канала было возможно большим. В канале также должно быть учтено пространство для воды, попадающей в канал из вакуум-насосов вместе с воздухом.

Длина канала не должна быть кратна целому числу волн основной частоты шума вакуум-насоса, т.е. $K = lf_0/C$ не должно быть целым, где l – длина канала.

Библиографический список

1. Национальный доклад «О реализации государственной политики в области условий и охраны труда в Российской Федерации в 2005 году». Министерство здравоохранения и социального развития Российской Федерации. М. 2009 - 43 с.

2. Р 2.2.2006-05. Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда. - 127 с. URL:www.garant.ru

3. ГОСТ 12.1.003-83. Шум. Общие требования безопасности. М.: Издательство стандартов, 1983. - 15 с.

4. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций: справочник / А.С. Никифоров. - Л.: Судостроение, 1990. - 200 с.

5. Westphal W. Fusbereitung von Korpershall in Gebauden – Arustische Beihefte, 1957, Heft 1. - 353-348 s.

6. Справочник по технической акустике / Под ред. М. Хекля, Х.А. Мюллера. - Л.: Судостроение, 1980. - 493 с.

7. Гоитскевич В.С. Собственные колебания пластин и оболочек. Киев: Наукова думка, 1964. - 288 с.

8. Справочник по контролю промышленных шумов / Под ред. В.В. Ключева. М.: Машиностроение, 1979. - 447 с.

9. Старжинский В.Н. Борьба с шумом в целлюлозно-бумажной промышленности/ В.Н. Старжинский, В.К. Ким, А. Д. Лебедев, А.С. Лукашевич. - М.: Лесная промышленность, 1974. - 168 с.

10. Лебедев А.Д., Старжинский В.Н. Теоретические основы шумообразования в молотковых мельницах / А.Д. Лебедев, В.Н. Старжинский "Виброакустические процессы в оборудовании ЦБП /УГЛТА / Под ред. Старжинского В.Н., Санникова А.А. - Екатеринбург: УГЛТА, 1995. - С. 34-50.

11. Старжинский В.Н. Акустический расчет вакуумных систем / В.Н. Старжинский, А.В. Зинин // Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / Под ред. Старжинского В.Н., Санникова А.А. - Екатеринбург: УГЛТА. 1996. - С. 63-85.

12. Старжинский В.Н. К расчету звукового поля в канале при совместной работе группы вакуум-насосов / В.Н. Старжинский // Вибрация. Шум. Вибродиагностика: Материалы межгос. науч.-техн. семинара «Виброакустические процессы в технологиях, оборудовании и сооружениях отраслей лесопромышленного комплекса, 23-25 ноября 1999 г. - Екатеринбург: УГЛТА. 1996. - С. 77-81.

13. Старжинский В.Н., Полбицин С.Н. Шумовой режим и основные источники шума в цехах по производству тетрадей. - Свердловск: Уральский лесотехнический институт, 1983. - 5 с. - (Рук. Деп. в ВНИИПИЭИлеспром. - 31043 лб - Д83).

14. Старжинский В.Н., Христолюбов С.Н., Полбицин С.Н. Экспериментальное исследование шумообразования узла для поперечного линования бумаги // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства. Межвуз. сб. науч. тр. - Л.: ЛТА, 1984. - С. 125-128.

15. Лепендин Л.Ф. Акустика. - М.: Высшая школа, 1978. - 448 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Шумовой режим на предприятиях ЦБП и специфика акустических проблем в целлюлозно-бумажной промышленности.....	3
2. Принципы построения акустических моделей источников шума с ударными технологическими нагрузками	10
2.1. Расчет вибрационных полей в корпусных конструкциях оборудования ЦБП.....	10
2.2. Расчет звуковой мощности, излучаемой оборудованием ЦБП с ударными нагрузками.....	15
2.3. Виброакустические процессы в рубительных машинах	19
2.4 Акустический расчет дисковых рубительных машин	25
2.5. Теоретические основы шумообразования в молотковых мельницах ...	29
3. Основы акустического расчета вакуумных систем бумагоделательных машин	40
Библиографический список.....	45