

2. Старжинский В.Н., Христоролюбов 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.
3. Лепендин Л.Ф Акустика. – М.: Высшая школа, 1978. – 448 с.

УДК 676.2:628.517.2

Старжинский В.Н., Зинин А.В.

(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) vns@usfeu.ru

ВЛИЯНИЕ ВЫХЛОПНОЙ СИСТЕМЫ ВАКУУМНОЙ УСТАНОВКИ НА ЕЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Исследовано влияние конструкции выхлопных систем вакуум – насоса на его шумовые характеристики.

В производстве бумаги и картона значительная часть процесса обезвоживания полотна осуществляется под вакуумом.

Совокупность вакуумных линий (трубопроводов), вакуум – насосов и системы выхлопа (удаления воздуха) образуют вакуумную установку, являющуюся одним из основных источников низкочастотного шума в залах бумагоделательных машин.

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.

1. 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.
2. 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.

При $R_0 < \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{\rho_1}{c} + 50 \lg n + 30 \lg w + 20 \lg b G R_0 - 20 \lg f + 101, \quad \text{дБ} \quad (1)$$

При $R_0 > \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{Z \rho_1 c}{2} + 50 \lg n + 30 \lg w + 20 \lg b G - 40 \lg f + 101, \quad \text{дБ} \quad (2)$$

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 (1), (2) проводится для октавных полос, начиная с октавной полосы, в которую входит основная частота $f_0 = n\omega$.

Анализ зависимостей (1), (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.

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

$$\begin{pmatrix} P_2 \\ U_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ U_1 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

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

P_1 , U_1 – давление и скорость на входе в водоотделитель;

P_2 , U_2 – давление и скорость на выходе из водоотделителя.

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

$$P = (z_u a_{11} + a_{12}) U_0, \quad (4)$$

$$U = (z_u a_{21} + a_{22}) U_0, \quad (5)$$

где U_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 процесс взаимодействия звуковых волн в каналах выхлопной системы вакуумной магистрали при групповой установке вакуум – насосов.

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:

$$I = \exp \left[i \sqrt{k^2 - \frac{\pi^2 m^2}{a^2} - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} + \delta_{mn}} \right] (z - z_0) \left[1 + \sum_{\gamma=1}^{q-1} e^{-i h \gamma + \delta_{mn} h \gamma} \right] + \exp \left[-i \sqrt{k^2 - \frac{\pi^2 m^2}{a^2} - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} + \delta_{mn}} \right] (z - z_0) \left[1 + \sum_{\gamma=1}^{q-1} e^{-i h \gamma + \delta_{mn} h \gamma} \right], \quad (6)$$

где a, b – размеры поперечного сечения канала, м;

m, n – любые целые числа;

z_0 – 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 (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 $I \times I$ 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 герметический 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⁻¹ – 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.

Приямок 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 мс^{-1} . 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. Старжинский, В. Н. Акустический расчет вакуумных систем [Текст] / В. Н. Старжинский, Зинин А.В. // Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств/ УГЛТА; Под ред. Старжинского В. Н., Санникова А. А. – Екатеринбург, 1996. – С. 63 – 85.
2. Старжинский, В. Н. к расчету звукового поля в канале при совместной работе группы вакуум – насосов [Текст] / 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. – УГЛТА: Екатеринбург, 1996. – С. 77 – 81.

УДК 674 : 331.453

Чумарный Г.В.

(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) g09t@yandex.ru

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ МЕТОДИКИ АНАЛИЗА РИСКОВ ПРИ ОЦЕНКЕ БЕЗОПАСНОСТИ НА ПРЕДПРИЯТИИ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

Приведенная последовательность этапов может быть рассмотрена в качестве основы при формировании методики анализа рисков на конкретном деревообрабатывающем предприятии, с учётом индивидуальных особенностей.