

Усредненная характеристика затухания звука в глушителе
на длине одного калибра

Частота, Гц	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Затухание, дБ	6,5	6,5	6,5	12,5	15	9,5	8	5

Библиографический список

1. 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.
2. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1973. 495 с.

УДК 676.2.053:628.5

В.Н. Старжинский, С.Н. Сычугов, С.В. Совина
(V.N. Starginiski, S.N. Sichygov, S.V. Sovina)
УГЛТУ, Екатеринбург
(USFEU, Yekaterinburg)

**ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ
(NOISE CHARACTERISTICS OF WATER-RING VACUUM PUMPS)**

Приводятся аналитические зависимости звуковой мощности вакуум-насосов от их конструктивных и технологических характеристик для проведения акустических расчетов вакуумных систем бумагоделательных машин.

Analytical dependences of the sound power of vacuum pumps on their constructive and technological characteristics for acoustic calculations of vacuum systems of paper machines are presented.

В производстве бумаги и картона значительную часть процессов обезвоживания полотна осуществляют под вакуумом. Наибольшее распространение в ЦБП получили водокольцевые вакуум-насосы.

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.

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 [1].

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.

В настоящее время при проектировании вакуумных систем бумаго- и картоноделательных машин совершенно не учитываются их акустические характеристики. Это приводит порой к грубым ошибкам в проектах, в результате которых после пуска машины излучаемый выхлопной системой шум может возрасти, что повлечет за собой дополнительные затраты на установку средств шумоглушения.

При проектировании вакуумных систем бумагоделательных машин требуется проводить их акустические расчеты. Цель этих расчетов состоит в определении необходимости проведения мероприятий по шумоглушению для обеспечения в определенных зонах допустимых уровней шума [2]. Для этого необходимо знать шумовые характеристики вакуум-насосов.

В водокольцевых вакуум-насосах происходит интенсивное перемещение жидкой и газовой сред. Это перемещение приводит к появлению довольно многочисленного класса шумов, суммарная интенсивность которых намного превосходит допустимые значения, причем доминирующим является низкочастотный шум.

В общем шумовом фоне доминирует шум выхлопа. Это становится особенно заметно при свободном выхлопе мокровоздушной смеси в открытые канализационные стоки. Уровни звукового давления, измеренные со стороны выхлопного патрубка, примерно на 8–10 дБ выше чем с боковой стороны.

Шум водокольцевых вакуум-насосов подразделяется на шум аэродинамический, гидродинамический и механический.

Вакуум-насос применительно к шуму выхлопа можно считать акустическим источником нулевого порядка с максимальной напряженностью, равной секундной производительности насоса [3].

Звуковая мощность такого пульсирующего источника для j -й гармоники спектра P_j пропорциональна квадрату амплитуды объемной скорости потока на всасывании V_j^2 и квадрату круговой частоты, излучаемой ω_j^2 . Таким образом, задача по расчету звуковой мощности пульсирующего источника сводится к определению функции изменения объемной скорости потока водо-воздушной смеси во времени $V(t)$ и разложению ее в ряд Фурье для нахождения амплитуды гармонических составляющих V_j .

Исходя из принятой акустической модели вакуум-насоса и перехода к уровням звуковой мощности L_p , дБ, в октавных полосах частот получены следующие выражения, определяемые формулами (1–3):

для $R^0 < \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{P_0}{cP_0} + 50 \lg n + 30 \lg W + 20 \lg bGR^0 + 20 \lg f, \quad (1)$$

для $R^0 > \lambda$

$$L_p = 10 \lg \frac{7P_0c}{2P_0} + 50 \lg n + 30 \lg W + 20 \lg bG - 40 \lg f, \quad (2)$$

где P_0 – плотность воздуха, кг/м³;

c – скорость звука, м/с;

n – частота вращения ротора;

W – число лопаток ротора;

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

R^0 – радиус выхлопного патрубка, м;

f – текущая частота, Гц.

$$G = 4eR^* \cos \frac{2\pi}{nW} \cos \frac{\pi}{W} - \frac{e^2}{2} \sin \frac{2\pi}{W} \sin \frac{4\pi}{nW}, \quad (3)$$

где e – эксцентриситет ротора насоса, м;

R^* – внутренний радиус водяного кольца, м;

f – текущая частота, Гц;

λ – длина звуковой волны, м.

Расчет по формулам (1), (2) проводится для октавных полос, начиная с октавной полосы, в которую входит основная частота: $\frac{nW}{60}$.

Анализ этих зависимостей 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 2 раза звуковая мощность увеличивается на 6 дБ. И, наконец, увеличение числа лопаток в 2 раза увеличивает звуковую мощность на 9 дБ.

Библиографический список

1. 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
2. Старжинский В.Н., Зинин А.В. Акустический расчет вакуумных систем // Виброакустическое проектирование оборудования целлюлозно-бумажных и деревообрабатывающих производств / УГЛТА; под ред. В.Н. Старжинского, А.А. Санникова. Екатеринбург, 1996. С. 63–85.
3. Исакович М.А. Общая акустика. М.: Наука, 1993. 495 с.

УДК 672.2.053:628.5

В.Н. Старжинский, С.Н. Сычугов, С.В. Совина
(V.N. Starginskiy, S.N. Sichygov, S.V. Sovina)
УГЛТУ, Екатеринбург
(USFEU, Yekaterinburg)

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ
СНИЖЕНИЯ УДАРНОГО ШУМА УПРУГИМ ОСНОВАНИЕМ
(THE THEORY OF REDUCING IMPACT NOISE
BY ELASTIC FOUNDATION)**

Рассмотрены теоретические основы снижения шума оборудования ЦБП с ударным возбуждением за счёт установки излучающих элементов на упругое основание.

The theoretical basis of noise reduction of pulp and paper industry equipment with shock excitation due to the installation of radiating elements on an elastic foundation are considered.

Шум ударного происхождения, возникающий в различных видах оборудования ЦБП, может быть снижен несколькими путями.

Во-первых, снижением величины ударной нагрузки или увеличением времени ударного взаимодействия. Во-вторых, путем увеличения коэффициентов потерь конструктивных элементов оборудования, являющихся излучателями ударного шума. В-третьих, применением слоистых конструкций с упругим промежуточным слоем.

Шум других видов оборудования ЦБП может быть снижен путем установки излучающих под действием ударов элементов на упругое основание. Это, например, элементы в виде пластин пересыпных лотков слешерных установок и окорочных барабанов, боковые стенки кожухов