35

Ладоша Евгений Николаевич кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной математики, Донской Государственный Технический Университет Купцова Ирина Сергеевна аспирант кафедры «БЖ и ЗОС», Донской Государственный Технический Университет Холодова Светлана Николаевна кандидат технических наук, доцент кафедры «БЖ и ЗОС» Донской Государственный Технический Университет Чукарина Наталья Александровна аспирант кафедры «БЖ и ЗОС», Донской Государственный Технический Университет

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМА И ЗАПЫЛЕННОСТИ В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ РЕЛЬСОРЕЗНОГО СТАНКА

Summary. Noise field and dust concentration in a working zone of rail cutting setup are investigated experimentally. Based on the study of aerodynamically characteristics of cyclones its' parametric optimization is performed. The efficiency of noise reduction by protective cover designed is tested. Results obtained are compressed by means of respective mathematical models.

Аннотация. Экспериментально исследованы шумовое поле и запыленность в рабочей зоне рельсорезного станка. Изучены аэродинамические характеристики циклонов и осуществлена их параметрическая оптимизация. Проверена эффективность шумопоглощения защитным кожухом рельсорезного станка. Результаты обобщены посредством математических моделей эмпирического характера.

Key words: metal cutting, dust, noise, dust content, experimental measurements. Ключевые слова: резание металлов, пыль, шум, запыленность, экспериментальные измерения.

Введение

Для выбора конкретных инженерных мероприятий по снижению уровней шума и запыленности до допустимых величин [1-4] используются соответствующие характеристики технологического оборудования. Важной информацией для акустического расчета, а также для расчета шумовой нагрузки на персонал является разница между уровнями шума и запыленности, обусловленными работой системы (рельсорезный станок – рельс), и предельнодопустимыми значениями соответствующих физических параметров среды в рабочей зоне [1-4]. Получить данную информацию можно только при проведении экспериментальных исследований.

1. Шум в рабочей зоне резчика: измерения и анализ данных

Исследования спектров шума и вибрации рельсорезных станков выполнялись на холостом ходу, а также в типичных рабочих режимах. Первичной причиной появления шума в процессе резания является взаимодействие режущего инструмента с заготовкой, т.е. вибрационные процессы в узле «абразивный круг – рельс» [5-6]. Измерения уровней шума на рабочем месте проводились на высоте 1.5 м над уровнем пола. Результаты измерений шума представлены на рис. 1.



1 – уровни шума в начале врезания; 2 – допустимые уровни шума; 3 – уровни шума в конце врезания

Рис. 1. Изменение уровней шума по мере увеличения глубины резания без использования пыле- и шумозащитного кожуха на рельсорезном станке

На максимальных частотах вращения уровни звукового давления, обусловленные работой станка, превышают предельно-допустимые значения. Хотя в процессе резки спектры шума трансформируются, в них преобладают средне- и высокочастотные компоненты. Существенно, что при частоте вращения режущего круга 3000 об/мин зафиксировано превышение уровней звукового давления до 5 дБ в интервале частот 1000-8000 Гц [2].

36

Расчет шумозащиты для рельсорезного станка требует построить математическую модель динамики шумового поля в соответствующем технологическом процессе. В ее основу положим экспериментальные данные рис. 1.

Поскольку звуковые спектры в начале и конце резания подобны (соответствующий коэффициент равен 0,89), их корреляции целесообразно описывать посредством однотипных например, функциональных зависимостей. полиномиальных. Учитывая, число что выраженных максимумов равно трем, а общее число экспериментальных точек десяти, базовой аппроксимирующей структурой следует выбрать полином третьей степени. При этом подобие начального и конечного спектра позволяют предположить, что коэффициенты для соответствующих полиномов должны иметь близкие значения, а в реальном процессе резания непрерывно трансформироваться от исходных значений – к конечным. Простейшим законом такой трансформации служит линейный по степени врезания *x*/*x*_{max} закон.

Для инициализации описанной модели требуется построить модели начального и конечного спектров резания. Практически требуется дважды решить оптимизационную задачу [7] вида

$$\Sigma (L(\lg f_i) - L_i)^2 \to \min,$$
 (1)

где $L(\lg f_i) \equiv A + B \cdot \lg f_i + C \cdot (\lg f_i)^2 + D \cdot (\lg f_i)^3$ модельный частотный спектр шума; L_i – экспериментальный частотный спектр; i – обозначение опытной точки при практических измерениях шума ($i_{max} = 10$); f_i – частота шума, соответствующая *i*-му измерению; A, B, C и D – искомые эмпирические параметры модели. Минимизируемая величина (1) известна в вычислительной математике [8] как невязка.

Можно строго доказать, что сформулированная здесь оптимизационная задача на минимум невязки эквивалентна задаче на максимум парной корреляции данных:

$$\operatorname{Corr}\left(\{L(\lg f_i)\}, \{L_i\}\right) \to \max.$$
 (2)

В данной работе обе задачи решены методами математического программирования [7], а результаты решения представлены на рис. 2 и в виде формул (3) и (4).



Рис. 2. Результаты идентификации моделей (1) и (2) методами математического программирования: слева – экспериментальный и модельный спектры шума в начале врезания, справа – в конце врезания

Отметим, что результаты идентификации моделей (1) и (2) обоими способами совпадают до четырех-пяти значащих цифр между собой, а также

с результатами идентификации, полученными средствами Excel:

$$L_{\text{Har}}(\lg f) = 293.9 - 274.7 \cdot \lg f + 109.1 \cdot (\lg f)^2 - 13.64 \cdot (\lg f)^3, \, \exists B, \, (3)$$

$$L_{\text{кон}}(\lg f) = 262.5 - 242.3 \cdot \lg f + 94.28 \cdot (\lg f)^2 - 11.47 \cdot (\lg f)^3, \, \exists \mathbf{E} .$$
(4)

экспериментальными спектрами на уровне 0.79 и я 0.88.

Модели (3) и (4) характеризуются среднеквадратичной погрешностью 3.8 и 2.7 дБ соответственно и коррелируют с

Важный для наших целей и регламентированный [1-2] спектральный ПДУ описывается соотношением

$$L_{\Pi \exists \forall Y}(\lg f) = 123.4 \; (\lg f)^{-0.443} \; [\exists B],$$
(5)

которое характеризуется погрешностью в доли дБ и корреляцией с нормативной зависимостью 0.98.

Объединяя модели (3)-(5) с моделью врезания, получаем обобщенную модель спектральной

$$\Delta L(\lg f, x/x_{\max}) = (293.9 - 31.4 x/x_{\max}) - (274.7 - 32.4 x/x_{\max}) \cdot \lg f + + (109.1 - 14.82 x/x_{\max}) \cdot (\lg f)^2 - (13.64 - 2.17 x/x_{\max}) \cdot (\lg f)^3 - - 123.4 (\lg f)^{-0.443}.$$
(6)

Имеющее среднеквадратичную погрешность в пределах 3 дБ и характеризующееся коэффициентом корреляции на уровне более 0.85, модельное соотношение (6) позволяет надежно рассчитывать звуковое поле исследуемого инструмента в течение всего цикла резания. Для наглядности вид зависимости (6) приведен на рис. 3 (слева); на этом же рисунке справа показан аналогичный результат, отвечающий использованию на станке пылешумозащитного кожуха с эффективностью шумоподавления 19 дБ.



Рис. 3. Спектральная динамика звукового поля при резании рельса в отношении превышения спектральных ПДУ без применения шумозащиты (слева) и с применением шумозащиты (справа)

динамики звукового поля. Эта модель выражает превышение спектрального ПДУ шума в каждый момент резания и выражается уравнением: С учетом защитного кожуха математическая модель динамики шумового поля при работе рельсорезного станка принимает вид:

$$\Delta L_{\text{кож}}(\lg f, x/x_{\text{max}}) = (293.9 - 31.4 \ x/x_{\text{max}}) - (274.7 - 32.4 \ x/x_{\text{max}}) \cdot \lg f + + (109.1 - 14.82 \ x/x_{\text{max}}) \cdot (\lg f)^2 - (13.64 - 2.17 \ x/x_{\text{max}}) \cdot (\lg f)^3 -$$
(7)
$$123.4 \ (\lg f)^{-0.443} - 18.80 - 0.00995 \cdot (\lg f)^{5.27} \ [\Box B]$$

Также экспериментально установлено, что увеличение частоты вращения режущего инструмента сопровождается интенсификацией звукового излучения [9] с одновременным расширением звуко-виброактивного диапазона (до границ 500-8000 Гц), в котором уровни звукового давления превышают предельно-допустимые на 8-11 дБ.

Полученные в описанных экспериментах данные служат основой при разработке технических решений для обеспечения действующих санитарных норм шума и вибрации в рабочей зоне рельсорезных станков [1-2].

2. Запыленность в рабочей зоне рельсорезного станка

Исследования запыленности в рабочей зоне резчика, использующего рельсорезные станки РА-2 и РА-2М с электроприводом, выполнялись в теплый период года. Общность экспериментальных данных обеспечена тем, что измерения запыленности осуществлялись в производственных помещениях нескольких машиностроительных предприятий г. Ростова-на-Дону.

Пробы анализируемой среды отбирались при различных способах подачи приточного воздуха, используемых в металлообрабатывающем производстве. Подвижность воздуха, а также температура и влажность измерялись прибором «Метеоскоп», рекомендованным СанПин 2.2.4.548-96. Для отбора проб запыленного воздуха использовались аэрозольные фильтры (АФА), размещенные в открытом аллонже. Перечень приборов и материалов, использованных в экспериментах, приведен в табл. 1.

Содержание вредного вещества в измерительной точке определялось осредненно, т.е. среднее значение за 30 мин. Через равные промежутки времени (10 мин.) отбирались три пробы, а затем рассчитывалось среднее значение измеренного показателя. Существенно, последовательность технологических операций, степень загрузки изучаемого оборудования и марка разрезаемого рельса (Р65) не изменялись.

Таблица 1

| Наименование прибора, устройства, детали | Назначение |
|---|----------------------------------|
| Аспиратор Мигунова электрический (мод. 822) | Отбор проб пылевоздушной смеси |
| Резиновые шланги (комплект) | Соединение аллонжа с аспиратором |
| Фильтр АФА-ВП-20 | Накопление пыли |
| Электронные весы ALC-80d4 | Высокоточное взвешивание |
| Прибор Аэрокон-П | Определение запыленности воздуха |

Средства измерений, использованные при измерениях запыленности воздуха

Измерения запыленности производились как в зоне дыхания резчика, так и на удалении от станка (0,5 м, 1 м, 2 м и 3 м) при высоте 1,5 м от пола. Полученные экспериментально значения концентрации абразивно-металлической пыли в воздухе приведены в табл. 2.

На основании приведенных выше данных можно утверждать, что концентрация абразивно-

металлической пыли в зоне дыхания работающих существенно превышает предельно допустимую (рис. 4). В частности, превышение концентрации пыли над ПДК наблюдается даже на расстоянии около двух метров от оператора, что не допустимо и требует неотложных мер для снижения запыленности [3-4].

Таблица 2

| | Концентрации пыли, мг/м ³ | | | | | |
|--------------|--------------------------------------|------|-----|-----|-----|--|
| Марка станка | Удаленность зоны дыхания резчика, м | | | | | |
| _ | 0 | 0,5 | 1 | 2 | 3 | |
| PA-2M | 13,9 | 10,8 | 8,4 | 5,0 | 3,1 | |
| PA-2 | 10,2 | 7,9 | 6,2 | 3,7 | 1,9 | |



расстояние от абразивно-отрезного станка

Рис. 4. Запыленность в зоне дыхания работника и на удалении от рельсорезного станка при отсутствии пыле- и шумозащитного кожуха

3. Экспериментальные исследования динамики абразивно-металлической пыли в циклоне с обратным конусом

Для экспериментального определения аэродинамических характеристик центробежных пылеуловителей различной конструкции на 30C" ДГТУ кафедре "БЖ И выполнены сравнительные испытания [10]. При ИХ организации сформулированы следующие требования:

– соответствовать ГОСТ 12.3.018-79 – «ССБТ. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний»;

 выявить поля давления, скорости движения воздуха и его расхода в разных точках во всех элементах сравниваемых циклонных аппаратов при различной производительности вытяжного вентилятора;

 измерить экспериментально полное, статическое и динамическое давление, а также скорость движения воздушного потока в разных точках потока при изменении производительности вытяжного вентилятора;

– сравнить рассчитанные коэффициенты гидравлического сопротивления исследуемых аппаратов «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300» с измеренными экспериментально.

Для экспериментальных исследований сконструирована и реализована полупромышленная установка, позволяющая изучать в деталях циклоны различной формы (рис. 5).



Рис. 5. Экспериментальная установка: 1 – «Циклон ЦН15у-300», 2 – «ЦОК-200-300», 3 – входной патрубок «Циклон ЦН-15у-300», 4 – входной патрубок «ЦОК-200-300», 5 – регулируемая перегородка, 6 – патрубок выходной, 7 – вентилятор радиальный, 8 – блок управления вентилятором (электронный)

Пылеуловители Циклон «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300» устанавливаются параллельно и имеют равные рабочие объемы. Чтобы интенсифицировать эксперименты с циклонами различной конструкции без нарушения герметичности воздуховода (вследствие замены циклонных аппаратов) экспериментальной в установке использовано поочередное закрытие перегородок. Сначала измерения проводились с бункера, причем отверстия циклонами без герметично закрывались. Измерения давления и скорости воздушного потока осуществлялись при помощи двух трубок Пито И 2-x дифференциальных манометров Testo-521, установленных на входе и выходе аппаратов [10].

40

Модель Testo 521-1 характеризуется погрешностью 0,2 % относительно полной шкалы. При скорости потока 5 м/с приборная погрешность составляет 0,32 м/с, при 20 м/с – 0.09 м/с и при 50 м/с около 0,05 м/с. Зависимость результатов измерений от расположения зондирующего элемента двойной устранена посредством мембраны. Размещение зонда не влияет на результат измерений: при скорости потока 1 м/с погрешность составляет 0,09 м/с, а при 5-8 м/с около 0,03 м/с.

Проведение измерений протоколируется путем автоматического сохранения данных: во внутренней памяти прибора сохраняются результаты 25000 измерений. Программный комплекс прибора ComfortSoftware-3.4 обеспечивает его взаимодействие с разнородными информационными системами. Существенно, что аппаратные и программные средства прибора Testo 521-1 позволяют выполнять измерения в режиме реального времени.

Исследование аэродинамических параметров циклонных аппаратов выполнено путем более чем 1260 непосредственных измерений, в результате которых получено около 4000 ключевых значений. Для измерения давления и скорости движения воздуха в воздуховодах выбраны участки с расположением мерных сечений на расстояниях не менее шести диаметров D_h , м за местом возмущения потока (отводы, шиберы, диафрагмы и т. п.) и не менее двух диаметров перед ним. Число и положение точек измерения давления и скорости определялись геометрией сечения воздуховода в соответствии с ГОСТ 12.3.018-79 (рис. 6).



Рис. 6. Схема расположения точек измерения давлений и скоростей входного (слева) и выходного (справа) патрубка циклонов

Поскольку патрубки исследуемых аппаратов имеют диаметр 200 мм, основные точки измерения выбраны на расстоянии 0,12D (1) и на расстоянии 0,5D (4) от стенки патрубка. Повышение точности экспериментах достигнуто благодаря в использованию 4-x дополнительных точек, расположенных на расстоянии 0, 25 D (2-я и 6-я) и 0,38 D (3-я и 7-я) от стенки. Входной и выходной патрубки экспериментальной установки имели отверстия $D_{\text{отв}} = 20$ мм. В отверстиях с помощью силиконовых пробок фиксировались трубки Пито, соединенные с двумя дифференциальными манометрами Testo 521-1.

Движение воздуха инициировалось радиальным вентилятором РОВЕН VCZpl-250, подключенным в режиме на вытяжку. Режим работы вентилятора задавался посредством электронного блока управления. По истечении 15 необходимых минут, для формирования ламинарного течения воздуха, во входном и установки выходном патрубках измерялись следующие параметры среды: полное, статическое и динамическое давление, расход и скорость обеспечить воздушного потока. Чтобы достоверность экспериментальных данных измерения выполнялись 30 раз в 3-х режимах вентилятора ($n_1 = 1710$ об/мин, $n_2 = 2250$ об/мин, $n_3 = 2850$ об/мин). Выбранные режимы вентилятора соответствуют следующим объемным расходам: на входе в аппарат «ЦН-15у-300» ($n_1 = 424$ м³/ч, $n_2 = 558$ м³/ч, $n_3 = 685$ м³/ч); на входе в «ЦОК-200-300» ($n_1 = 516$ м³/ч, $n_2 = 660$ м³/ч, $n_3 = 814$ м³/ч).

Полученные результаты в экспериментах обработаны и представлены в виде графиков (рис. 7-11). На рис. 4 показано скоростное поле потока во входном патрубке циклонов «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300» при разной производительности вентилятора.

Структура турбулентного потока во входном патрубке циклонов «ЦН-15у-300» хорошо описывается степенной моделью [11]. Согласно этой модели, в трубе круглого сечения осредненная скорость турбулентного потока в точке, удаленной на расстояние *r* от оси равна:

$$v(r) = v_{\max} \cdot (1 - r/R)^m, \qquad (8)$$

где v_{max} – максимальная скорость течения; *R* – радиус трубы; *m* – эмпирический параметр модели.



Рис. 7. Скорость воздушного потока во входном патрубке циклона «ЦН15у-300» (слева) и циклона «ЦОК-200-300» (справа) при различных режимах работы вентилятора

Из (8) следует, что средняя скорость потока в такой трубе равна

$$\langle v \rangle = \int v_{\max} \cdot (1 - r/R)^m r \, dr \, / \int r \, dr = 2 \cdot v_{\max} / (2 + 3 \cdot m + m^2) \,.$$
(9)

Инициализированная методами математического программирования по данным рис. 4-а модель (8) имеет вид

$$v(r) = v_{\text{max}} \cdot (1 - r/R)^{0.1037}, \ 3.9 \le v_{\text{max}} \le 6.5 \text{ m/c}.$$
 (10)

Величина погрешности этой модели (рис. 8, слева) свидетельствует, что во входном патрубке циклона данного типа течение является

установившимся высоко симметричным, т.е. соответствует модели (8)-(9).

43



Рис. 8. Погрешность описания течения во входном патрубке циклонов «ЦН15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа) посредством классической степенной модели для скоростного поля

Аналогичный анализ входного течения в аппарате «ЦОК-200-300» показывает, что течение во входном патрубке не является столь симметричным как в прямой цилиндрической трубе (рис. 4, справа). В то же время эмпирический параметр модели (8) m для этой конструкции равен 0.145, а отношение $v_{max}/\langle v \rangle = 1.227$, чем подтверждается сходство турбулентной микроструктуры течения в циклонах обоих типов.

Как видно из данных рис. 7, скорость течения во входном трапециевидном патрубке «ЦОК-200-

300» несколько входе выше, чем на цилиндрического циклона. Это обусловливает большую центробежную силу на первых витках движения воздуха внутри аппарата. На рис. 9-10 показаны экспериментальные эпюры полного давления воздушного потока во входном и выходном патрубках установки при разной производительности вентилятора. Отметим, что приведенные выше аппроксимации профиля скорости (8) позволяют, используя известные аэродинамические соотношения [11], выписать

явные формулы для соответствующих профилей давления.



Рис. 9. Полное давление воздушного потока во входных патрубках циклонов «ЦН15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа) при различной производительности вентилятора

Характер изменения полного давления свидетельствует о том, что в выходном патрубке циклона создается разряжение. Причина эффекта в том, что исследуемые центробежные аппараты работают не на нагнетание, а на вытяжку. В результате поток сильно завихрен не только в теле аппаратов «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300», но также на выходе установки, поэтому давление выше на периферии вихря. Поскольку в циклонах поток имеет сложную структуру, для определения средней скорости потока используется формула [12]:

$$V = \frac{Q}{0,785 \cdot 3600 \cdot D^2},$$
(11)

где Q – объем воздуха, проходящего через циклон, м³/ч; D – диаметр циклона, м.



Рис. 10. Полное давление воздушного потока в выходных патрубках циклонов «ЦН15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа) при различной производительности вентилятора

Результаты расчета скорости потока в теле циклонов показаны на рис. 11.



Рис. 11. Скорость потока в теле циклонов «ЦН15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа) при различной производительности вентилятора

Рассчитанная скорость потока в циклонах хорошо согласуется со значениями, представленными в литературных источниках [13]. В частности, средняя скорость в теле циклона «ЦН-15у-300» равна 3.5 м/с, а скорость циклона «ЦОК» равна 4.5 м/с.

EE

При определении коэффициента гидравлического сопротивления (КГС) важным



показателем служит перепад давления между входом и выходом циклона. Для аппаратов «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300» потеря давления в аппарате показана на рис. 12. Как видно из данных рис. 12, в исследуемых аппаратах перепад давления «вход – выход» практически не отличается. Однако с величиной КГС центробежных пылеуловителей ситуация иная.



Рис. 12. Потери давления для циклонов «ЦН15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа) при различной производительности вентилятора

Стоимость газоочистки является важнейшим характеризует показателем, так как ee экономичность. Она зависит, главным образом, от лвух факторов _ капитальных затрат И эксплуатационных расходов. Капитальные затраты определяются конструктивными особенностями и установленной производительностью оборудования. Эксплуатационные расходы в нашем случае сводятся к расходу электроэнергии. Последний зависит от гидравлического сопротивления циклона или потери в нем давления ΔP .

Коэффициент гидравлического сопротивления для аппаратов «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300» вычисляется на основании закона сохранения энергии

—■— 516, м3/ч —●— 660, м3/ч —▼— 814, м3/ч

$$\xi_{ex} = \frac{2\Delta P_u}{\rho \cdot V_{ex}^2}, \quad (12)$$

где: $\xi_{\rm BX}$ – коэффициент гидравлического сопротивления циклона; $V_{\rm ex}$ – скорость потока во входном патрубке, м/с; $\Delta P_{\rm u}$ – падение полного давления, Па; ρ – плотность воздушного потока. Зависимость (12) для циклонов «ЦН-15у-300» и «ЦОК-200-300» показана на графиках рис. 13.

45





— 424 м3/ч → 558. м3/ч → 685. м3/ч → 685. м3/ч → 685. м3/ч → 616. м3/ч → 600. м3/ч → 814. м3/ч Рис. 13. Коэффициент гидравлического сопротивления для циклонов «ЦН15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа) при различной производительности вентилятора



где N- номер измерительной точки; Q – расход м³/ч. Погрешность (13) не превышает 4 % (рис. 14, левый фрагмент).

Аналогичный результат для циклона «ЦОК-200-300» имеет функциональный вид

$$\xi_{ex} (N, Q) = 1,589 \cdot (318,67 - 614,98 \cdot N + 545,85 \cdot N^2 - 229,1 \cdot N^3 + + 49,266 \cdot N^4 - 5,2458 \cdot N^5 + 0,219 \cdot N^6) \cdot [1 - e^{-Q/673.5}],$$
(14)

с погрешностью, показанной на правом фрагменте рис. 14.



Рис. 14. Относительная погрешность формул (13) и (14), описывающих результаты измерений аэродинамического сопротивления циклонов «ЦН-15у-300» (слева) и «ЦОК-200-300» (справа)

Wschodnioeuropejskie Czasopismo Naukowe (East European Scientific Journal) #5(57), 2020 47

Таким образом, результаты экспериментальных исследований свидетельствуют, что КГС циклона «ЦОК-200-300» в 2 ÷ 2,2 раза меньше, чем КГС циклона «ЦН-15у-300». Различие объясняется более высокой скоростью потока воздуха в теле аппарата («ЦОК-200-300»).

4. Аэродинамические испытания циклонных аппаратов индивидуальной системы удаления пыли

Сравнивать результаты экспериментов, выполненных с коническим и цилиндрическим конструктивные циклонами, позволяют их особенности [12]. Ключевыми факторами здесь являются: 1) равные объёмы рабочей части, т.е. цилиндров между верхним и нижним конусами; 2) равные размеры патрубков - как входного, так и выходного; 3) контроль над расходом пропускаемого через циклонный аппарат воздуха при возможности регулировки расхода в надлежащем диапазоне. Обе конструкции имеют одинаковый диаметр входных и выходных патрубков – 47 мм.

Аэродинамическое сопротивление пылеуловителя (циклона) определяется потоком очищаемого газа, т.е. производительностью. Поэтому корректность сравнительного анализа исследуемых конструкций обеспечивалась их равной производительностью. Рабочая часть обоих циклонов – цилиндрического и конического имела объем 0.027 мЗ. При этом радиус рабочей части цилиндрического циклона составляет 0.131 м, а высота – 0.5 м. Конический циклон в нижней части конуса имеет радиус 0.164 м, а в верхней – 0.09 м. Соответствующая высота конуса составляет 0.5 м.

Определенный на основании экспериментов коэффициент гидравлического сопротивления сравниваемых циклонов представлен на рис. 15. Как видно из представленных данных, при небольшом расходе (13-27 м3/ч) коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) на 15% больше для конического циклона, а при увеличении расхода до 28-40 м3/ч ситуация меняется на противоположную.



Рис. 15. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от расхода для циклонов различной формы

5. Эффективность пылеулавливания в ЦОК: экспериментальное исследование

Конусность профиля в ЦОК обеспечивает увеличение действующей на частицы центробежной силы, а регулировка погружения выходного патрубка в корпус аппарата сокращает вынос пыли вторичными вихрями [12-13]. Поэтому рациональное управление соотношением объёмов функциональной ЦОК части И бункера обеспечивает гарантированное улавливание пыли различного состава.

Полученные ранее авторами экспериментальные данные свидетельствуют о полидисперсности и материальной неоднородности (металл, абразив) изучаемой пыли. При помощи малоразмерной экспериментальной установки (рис. 16) фиксировались моменты, в которые происходил выброс пыли из выходного патрубка циклона при фиксированном расходе $Q = 25 \text{ м}^3/\text{ч}$ (соответствующая скорость потока v = 4.5 м/с). Масса уловленных, т.е. осевших в бункере, частиц абразива и металла измерялась с помощью точных электронных весов. Затем рассчитывался коэффициент пылеочистки:

$$\eta = \frac{m_{\rm BbIX}}{m_{\rm BX}} \cdot 100\%,\tag{15}$$

где $m_{\text{вых}}$ – масса пыли после очистки; $m_{\text{вх}}$ – масса пыли в дозаторе до очистки, г.



Рис. 16. Экспериментальная установка: а – с жидкостными манометрами, б – с манометрами Testo 521 (Германия)

Экспериментальная установка (рис. 16) включает: испытываемый циклонный аппарат (1), в корпусе которого имеются шесть технологических отверстий с заглушками (отверстия расположены эквидистантно по высоте рабочей части циклона; в них устанавливаются измерительные датчики); подводящего трубопровода (2), дозатора (3), источника потока (4), а также комплекта жидкостных манометров (5,6) или прибора Testo 521 (7).

48

Также исследована экспериментально эффективность улавливания абразивнометаллической пыли циклонами разных типов в зависимости от объема бункера [10]. Диапазон варьирования последнего составил 5 – 30 л. При этом использовались пылевые частицы. характерные для условий резания рельса (состав сталь – абразив, размер 40 – 315 мкм). Расход воздуха выбирался также приближенным к условиям работы рельсорезного станка – 27 м³/ч. Измеренная в экспериментах эффективность конического циклона превысила эффективность

циклона цилиндрического. Оказалось также, что эффективность конического циклона возрастает с увеличением отношения объёма бункера к объему функциональному. На рис. 17 представлена экспериментально определенная ээффективность абразивно-металлической улавливания пыли коническим и цилиндрическим циклонами в зависимости от дисперсного состава И параметров геометрических конструкции (отношения объема бункера к объёму рабочему). Приведенный на рис. 17 результат соответствует оптимальному соотношению высот выпускного патрубка и циклона $H_{\rm II}/H_{\rm II} = 0.6$. Соотношение объема бункера к рабочему объёму циклона варьировалось практически интересном в диапазоне. Для бункера объемом 5 л: $V_6/V_{\kappa\mu} = 0.18$; для 19 л: $V_6/V_{\kappa\mu} = 0.7$; для 30 л: $V_6/V_{\kappa\mu} = 1.11$. Анализ экспериментальных данных свидетельствует, что в рамках изученных условий эффективность циклона максимальна при объеме бункера 30 л и соотношении $V_6/V_{\text{кш}} = 1.11$.

EESI



Рис. 17. Сравнение эффективности пылеулавливания абразивно-металлической пыли коническим и цилиндрическим циклонами при различном дисперсном составе и варьируемом отношения объема бункера к рабочему объёму циклона (расчет соответствует оптимальному соотношению параметров $H_{\eta}/H_{u}=0,6$)

Приведенные на рис. 17 данные отвечают трехпараметрической модели процесса

$$\eta(V_{6}/V_{\mu}, d) = 100 \cdot \{1 - \exp[-(V_{6}/V_{\mu})^{\alpha} \cdot (d/\langle d \rangle)^{\beta}]\}, \qquad (16)$$

в которой эмпирический параметр α отвечает степени влияния конструктивного параметра циклона $V_6/V_{\rm u}$ на его эффективность, а параметры β и $<\!\!d> -$ общему виду связи КПД циклона η с размером улавливаемых частиц d. Перечисленные

эмпирические параметры модели (16) для конического и цилиндрического циклонов найдены методами математического программирования. Результат инициализации модели (16) по экспериментальным данным выражается формулами

$$\eta(V_{6}/V_{\mu}, d) = 100 \cdot \{1 - \exp[-(V_{6}/V_{\mu})^{0.0758} \cdot (d/4.78)^{0.4168}]\}$$
(17)

для конического циклона и

$$\eta(V_6/V_{\rm II}, d) = 100 \cdot \{1 - \exp[-(V_6/V_{\rm II})^{0.068} \cdot (d/6.23)^{0.344}]\}$$
(18)

для цилиндрического. О погрешности математической модели (17)-(18) позволяют судить данные, представленные на рис. 18.



Рис. 18. Погрешность математической модели (17)-(18) для конического (слева) и цилиндрического (справа) циклонов

Экспериментально исследована связь глубины погружения выходного патрубка циклона с эффективностью пылеулавливания. Объем бункера и размеры частиц выбирались актуальными для условий резания рельса (30 л 40 – 250 мкм соответственно). Данные соответствующих измерений показаны на рис. 19.



Рис. 19. Эффективность пылеулавливания абразивно-металлической пыли коническим циклоном в зависимости от глубины погружения выхлопного патрубка

Показанные на рис. 16 данные удобно представить в следующей математической форме:

$$\eta(\Gamma, d) = 100 \cdot \{1 - \exp[-(d/(\langle d \rangle + A \cdot (\Gamma - \Gamma_{\text{ont}})^2)^\beta]\},$$
(19)

где
$$\Gamma$$
 – глубина погружения выхлопного
патрубка в тело циклона, а параметры модели x_{onr} и
 A характеризуют соответственно оптимальную

глубину и степень выраженности оптимального положения в смысле влияния на КПД.

Инициализированная по экспериментальным данным рис. 19 модель (19) принимает явный вид:

$$\eta(\Gamma, d) = 100 \cdot \{1 - \exp[-(d/(12.18 + 0.00028 \cdot (\Gamma - 304.2)^{2})^{0.5/4}]\}.$$
(20)

О погрешности модели (19)-(20) позволяют судить данные рис. 17.



Рис. 20. Относительная погрешность модели (19)-(20)

Предложенная модель (19)-(20) позволяет на основании экспериментов утверждать, что оптимальным значением глубины погружения выхлопного патрубка в тело конического циклона служит $\Gamma = 304$ мм.

Выводы

1. Экспериментально определены (выполнено 1500 измерений, получено 5000 значений ключевых параметров) следующие параметры потока в коническом и цилиндрическом циклонах при изменении производительности вентилятора в широком диапазоне: 1) давление (статическое, динамическое, полное); 2) эпюры скорости во входном и выходном сечениях. После статистической обработки полученные результаты представлены в графической форме, а также в виде явных аналитических зависимостей.

2. Установлено экспериментально, что повышение производительности циклона сопровождается ростом КГС. Результат объясняется усилением турбулизации потока с ростом средней скорости.

3. Экспериментально доказано, что КГС аппарата «ЦОК-200-300» в 2-2,2 раза меньше, чем КГС циклона «ЦН-15у-300». Результат объясняется более высокой скоростью потока в «ЦН-15у-300».

4. Сравнительный анализ свидетельствует, что циклон с обратным конусом имеет лучшие аэродинамические характеристики и как следствие повышенную эффективность пылеулавливания по сравнению с цилиндрическим циклоном. Результат объясняется более развитой турбулентностью в потоке очищаемого газа при использовании циклона («ЦОК-200-300»).

5. Установлено, что существует оптимальная глубина погружения выхлопного патрубка в тело конического циклона.

Список первоисточников

1. СНиП 23-03-2003 Защита от шума. – М., 2003. – 71с.

2. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.562-96 Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки – М., 1996. – 57 с.

3. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. — М.: Изд-во стандартов, 1989. – 12 с.

4. Гигиенические нормативы ГН 2.2.5.3532-18. Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны. – М., 2018. 5. Болотов, Б. Е. Методы снижения шума металлорежущих станков / Б. Е. Болотов, С. Н. Панов // Станки и инструмент. – 1978. – № 2. – С. 19-20.

51

6. Борисов, Л. П. Звукоизоляция в машиностроении / Д. П. Борисов, Д. Р. Гужас. – М.: Машиностроение, 1990. – 253 с.

7. Minoux, M. Mathematical Programming: Theory and Algorithms. – New York: John Wiley, 1986. – 489 p.

8. Вержбицкий, В.М. Основы численных методов. – М.: Высшая школа, 2002. –840 с.

9. Haider, J. M. Health and Environmental Impacts in Metal Machining Processes / J. M. Haider, S. J. Hashmi // Comprehensive Materials Processing. – 2014. – Vol. 8. – P. 7-33.

10. Азимова, Н. Н. Сравнительный анализ аэродинамических характеристик центробежных пылеуловителей при проведении параллельных сравнительных испытаний / Н. Н. Азимова, Ю. И. Булыгин, И. С. Купцова // Вестник Донского государственного технического университета. – 2017. – Т. 17, № 3 (90). – С. 156-165.

11. Власов, В.Г. Теоретическая гидромеханика [Текст] : Утв. ГУУЗом НКТП в качестве учебника для кораблестроит. втузов / В. Г. Власов. – Ленинград ; Москва : ОНТИ. Глав. ред. судостроит. лит-ры, 1935. 226 с.

12. Пирумов, А. И. Аэродинамические основы инерционной сепарации. – М.: Госстройиздат, 1961. – 124 с.

13. Рябинович, В.Б. Циклонная установка с противопылеуносным устройством / В. Б. Рябинович, Н. Ю. Финогенова, А. М. Платонов. // Пром. и сан. очистка газов. – 1984. – №5. – С. 2.

Azimova N.N. Assistant Professor in Mathematics & Computer sciences, Don State Technical University Ashikhmin D.V. Bachelor in Mathematics & Computer sciences Don State Technical University Ladosha E.N. Ph.D in Mathematics & Computer sciences, Associate Professor, Don State Technical University Tsymbalova V.M. Bachelor in Occupational Safety "RostSelMash" plant association Tsymbalov D.S. Undergraduate student in Mathematics & Computer sciences Don State Technical University Yatcenko O.V. Ph.D in Physics, Associate Professor, Don State Technical University

ANALYSIS OF SIZE DISTRIBUTION APPLIED TO DUST PRODUCED IN METAL CUTTING BY ABRASIVE TOOL

Азимова Наталья Николаевна Старший преподаватель кафедры прикладной математики,