

УДК 621.926

**В. С. Францкевич<sup>1</sup>, А. С. Дорогокупец<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Белорусский государственный технологический университет<sup>2</sup>РУП «Белмедпрепараты»**ИССЛЕДОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА**

С помощью численного моделирования проведено исследование акустических характеристик оптимизированного радиального вентилятора с целью определения источников аэродинамических шумов и их снижения до допустимых значений. Было установлено, что источник монополярных шумов расположен на верхней кромке лопатки крыльчатки, а инициатором дипольных шумов выступают внутренние поверхности лопаток, расположенные далее входного патрубка. Зона образования квадрупольного источника шума расположена частично на входе в вентилятор, а основная часть – между торцевой поверхностью крыльчатки и улитки. Согласно теории Праудмана, рассчитаны и представлены зоны – источники широкополосной звуковой мощности. Отмечено, что одним из методов снижения шума вращения является применение лопаток рабочего колеса с искривленной осью совмещения профилей. А снижения широкополосного шума можно достигнуть путем эксплуатации вентилятора на минимально возможной частоте вращения, согласно его расходно-напорной характеристике.

**Ключевые слова:** компьютерное моделирование, аэродинамика, акустические характеристики, аэродинамические шумы, монополярные, дипольные, квадрупольные источники шумов, снижение широкополосного шума.

**V. S. Frantskevich<sup>1</sup>, A. S. Dorogokupets<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Belarusian State Technological University<sup>2</sup>RUE “Belmedpreparaty”**RESEARCH OF ACOUSTIC CHARACTERISTICS RADIAL FAN**

With the help of numerical simulation, the acoustic characteristics of an optimized radial fan were studied in order to determine the sources of aerodynamic noise and reduce them to acceptable values. It was found that the source of monopole noise is located on the upper edge of the impeller blade, and the initiator of the dipole noise is the internal surface of the blades, located further than the inlet branch pipe. The zone of formation of the quadrupole noise source is located partially at the entrance to the fan and the main part between the end surface of the impeller and the cochlea. According to the theory of Proudman, the zones-sources of broadband sound power are calculated and presented. It is noted that one of their methods of reducing the noise of rotation is the use of impeller blades with a curved axis of alignment of profiles. A reduction in wide-field noise can be achieved by operating the fan at the lowest possible speed, according to its flow-pressure characteristics.

**Key words:** computer simulation, aerodynamics, acoustic characteristics, aerodynamic noise, monopole, dipole, quadrupole noise sources, reduction of broadband noise.

**Введение.** При всестороннем анализе работы помольно-классифицирующего комплекса, работающего на РУП «Белмедпрепараты», авторами были установлены причины снижения несущей способности газового потока, создаваемой радиальным вентилятором по мере засорения рукавного фильтра. Это привело к снижению производительности установки и увеличению удельных энергозатрат. С целью уменьшения удельных энергозатрат и улучшения расходно-напорных характеристик установленного вентилятора произведена оптимизация геометрии его проточной части. В качестве инструмента для реализации поставленной задачи был выбран универсальный газодинамический программный комплекс. Модель радиального вентилятора была сформирована в САД программе, затем сгенерирована в

газодинамический программный комплекс. Лопаточная часть была сформирована с параметризацией ее основных углов. Была получена расходно-напорная характеристика используемого вентилятора, показавшая диапазон с неустойчивым давлением при расходах от 1,1 до 1,2 кг/с. Далее была создана матрица эксперимента, где переменной величиной выступали углы наклона лопаток. Генерация матрицы осуществлялась в зависимости от выбранного диапазона вариаций в пределах существующих углов лопаток. Определены оптимальные значения геометрических параметров лопаток для достижения максимальных значений напора и расхода, реализация которых позволила увеличить напор вентилятора на 50% при повышении потребляемой мощности на 29% [1].

**Основная часть.** При проектировании аэродинамических машин, работающих в условиях, где существуют ограничения по шуму, важной является акустическая характеристика. Акустические свойства вентилятора определяются его акустической (шумовой) характеристикой [2]. Шумовой характеристикой вентилятора называют зависимость суммарного уровня звуковой мощности  $L_{p\Sigma}$  (дБ), излучаемого вентилятором раздельно со стороны всасывания, нагнетания и вокруг вентилятора, от его производительности  $Q$ , а также спектры уровней  $L_{pi}$  (дБ) звуковой мощности шума, распространяющегося по воздуху, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами  $f = 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000$  Гц при постоянной частоте вращения, соответствующей отдельным режимам работы вентилятора.

Полученные с помощью моделирования уровни звуковой мощности и звукового давления оптимизированного вентилятора в зависимости от частот гармоник представлены на рис. 1 и 2.

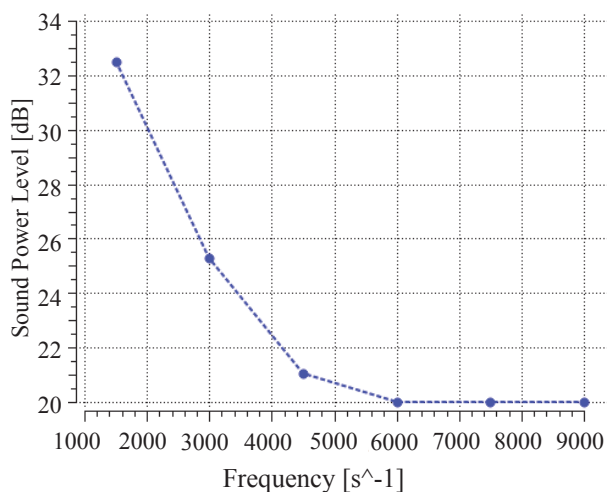


Рис. 1. Уровень звуковой мощности

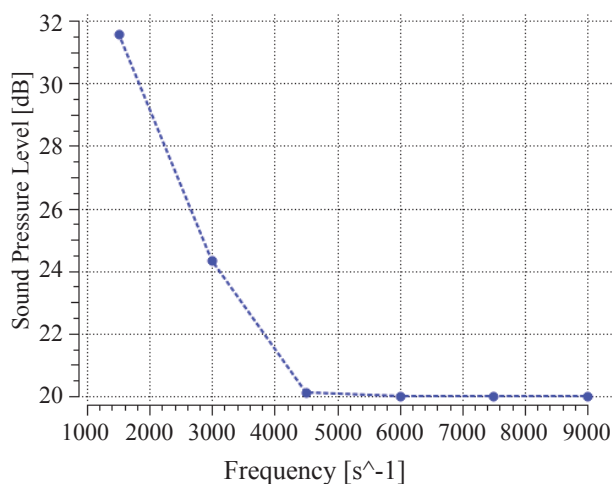


Рис. 2. Уровень звукового давления

Согласно Санитарным нормам, правилам и гигиеническим нормативам «Шум на рабочих местах, в транспортных средствах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» (СанПиН от 16.11.2011 № 115), минимальный допустимый уровень звукового давления для постоянных рабочих мест и рабочих зон в производственных помещениях и на территории предприятия при октавной частоте 8000 Гц составляет 74 дБ [3]. Оптимизированный вентилятор работает при уровне звукового давления 35 дБ (расчетное значение). Допустимый уровень звуковой мощности составляет 80 дБ. Таким образом, акустические характеристики звуковых мощности и давления находятся в пределах допустимых значений в соответствии с актуальной нормативно-технической документацией.

В результате полученных данных был спроектирован и изготовлен оптимизированный радиальный вентилятор. Но во время апробации было выявлено превышение шума, который составил порядка 95 дБ. Дело в том, что центробежные вентиляторы имеют сплошной спектр уровней звуковой мощности с ярко выраженными дискретными составляющими, соответствующими основной частоте следования лопаток (первая гармоника) [2]:

$$f = \frac{nz}{60}, \quad (1)$$

где  $n$  – частота вращения крыльчатки, мин<sup>-1</sup>;  $z$  – число лопаток крыльчатки.

Аэродинамические шумы могут быть вызваны различными типами источников (монопольными, дипольными, квадрупольными). Эти источники имеют разное происхождение, но их можно разделить на две большие подгруппы: источники, вызывающие широкополосный шум (в котором все частоты равно представлены), и источники, вызывающие дискретный (тональный) шум (излучение сосредоточено только на некоторых частотах) [4]. К источникам, вызывающим широкополосный шум вентилятора, относятся шум турбулентного пограничного слоя на лопатках; вихревой шум, связанный со следами за лопатками. Источниками дискретного шума являются шум вращения (шум нагрузки и вытеснения), обусловленный вращением лопаток рабочего колеса; шум взаимодействия, связанный с взаимодействием рабочего колеса с неподвижными элементами проточной части. Большую долю в шуме вентилятора может составлять шум, вызванный дисбалансом рабочего колеса.

Снижение турбулентного и вихревого шума является весьма сложной задачей ввиду того, что шум этого типа связан с обтеканием лопаток рабочего колеса.

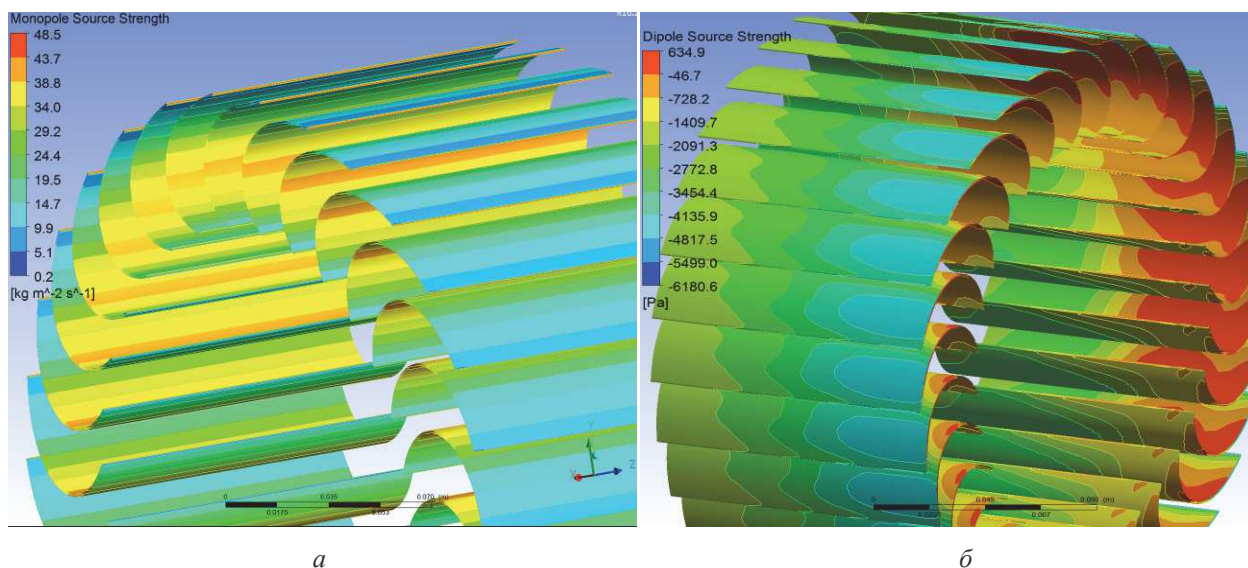


Рис. 3. Поверхности-источники:  
*a* – монопольного шума; *б* – дипольного шума

Для его снижения необходима оптимизация формы лопаток рабочего колеса с целью обеспечения безотрывного обтекания по всей длине лопатки. Однако таким образом можно достичь снижения шума в той или иной мере, главным образом на расчетном режиме вентилятора.

Поэтому дополнительно были проведены исследования акустических характеристик оптимизированного вентилятора с целью определения источников шумов.

Поверхности лопаток крыльчатки радиального вентилятора, являющиеся источниками монопольного и дипольного шумов, представлены на рис. 3.

Анализируя полученные результаты, можно отметить, что максимальное давление от монопольного источника составляет 48,5 Па, сам источник находится на верхней кромке лопатки крыльчатки. Инициатором дипольных шумов выступают внутренние поверхности лопаток, расположенные далее входного патрубка. Максимальное давление составляет 634,9 Па.

Одной из акустических характеристик шумов является, как было указано ранее, квадрупольный шум. Визуализация областей его образования приведена на рис. 4.

Максимальное давление квадрупольного источника шума достигает 3300,4 Па. Зона его образования расположена частично на входе в вентилятор, а основная часть – между торцевой поверхностью крыльчатки и улитки. В связи с этим можно сказать, что улитка и крыльчатка должны быть доработаны до синхронизации геометрий во избежание образования турбулентных шумовых зон.

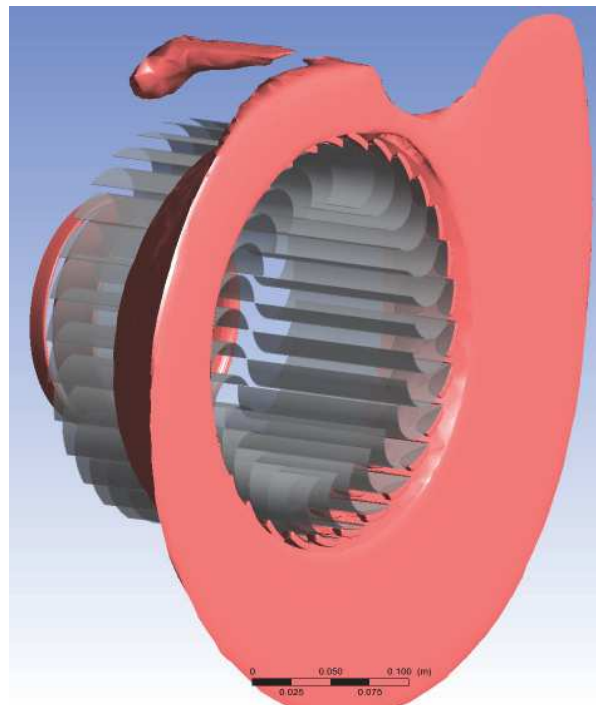


Рис. 4. Области образования квадрупольных шумов

Одним из критериев оценки шумовых характеристик также является расчет изотропической турбулентности без среднего потока широкополосного шума по формуле Праудмана:

$$P_A = \alpha \rho_0 \frac{u^3 u^5}{l a_0}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – константа;  $\rho_0$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $u$  – скорость турбулентного потока, м/с;  $l$  – пройденное расстояние, м;  $a_0$  – скорость звука, м/с.

По результатам расчета максимальная величина широкополосной звуковой мощности составляет 106,7 дБ, среднее значение – 66,4 дБ.

На рис. 5 и 6 представлены зоны – источники широкополосной звуковой мощности на крыльчатке и улитке соответственно, рассчитанной по теории Праудмана.

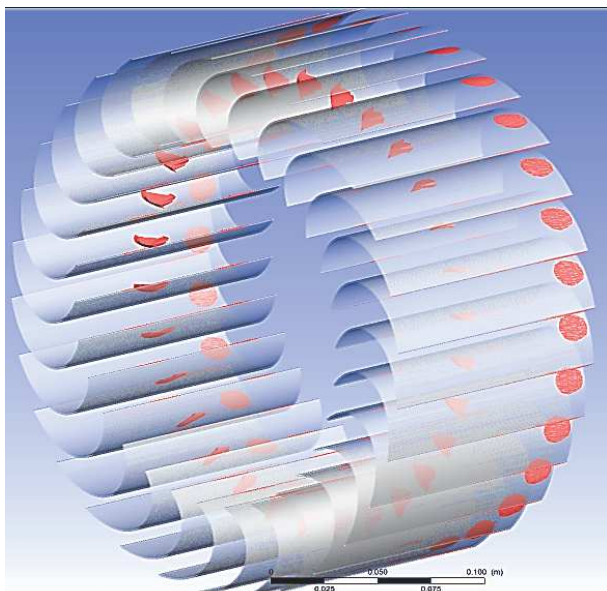


Рис. 5. Зоны – источники широкополосной звуковой мощности на поверхности лопаток

Необходимо также подчеркнуть, что в вентиляторах с входным направляющим аппаратом имеет место шум взаимодействия, который возникает при взаимодействии следов или других элементов проточной части, стоящих перед колесом, с вращающимися лопатками рабочего колеса. Стоит отметить, что наблюдается также и обратное воздействие, т. е. рабочее колесо влияет на входной направляющий аппарат, аналогично и спрямляющий аппарат влияет на рабочее колесо, поскольку такого рода взаимодействия распространяются вверх по потоку.

Большое значение имеет соотношение между числом лопаток во входном направляющем аппарате или спрямляющем аппарате и колесом. Для минимизации шума взаимодействия на определенных гармониках при различных частотах вращения в соответствии с [5] должно соблюдаться условие

$$\frac{k_m m}{iz_k} > \left( \frac{M_u}{\sqrt{1 - M_{ca}^2}} \right)_{\max}, \quad (3)$$

где  $k_m$  – волновой параметр;  $i$  – номер гармоники;  $z_k$  – осевая координата;  $M_u = \frac{u_k}{c_0}$  – коэф-

фициент;  $u_k$  – окружная скорость концов лопаток;  $c_0$  – полная скорость;  $M_{ca} = \frac{c_a}{c_0}$  – коэффициент;  $c_a$  – осевая скорость.

Необходимо также отметить, что конструктивные элементы вентилятора: стойки крепления двигателя, сам электродвигатель и др. также оказывают сильное влияние на шумообразование. Так же, как и входной направляющий аппарат или спрямляющий аппарат, они создают вихревые следы и турбулизируют поток до или после рабочего колеса, что может привести к увеличению уровня шума. На уровень шума влияют расположение конструктивных элементов относительно колеса, соотношение стоек крепления и числа лопаток, расстояние до лопаток колеса и т. д.

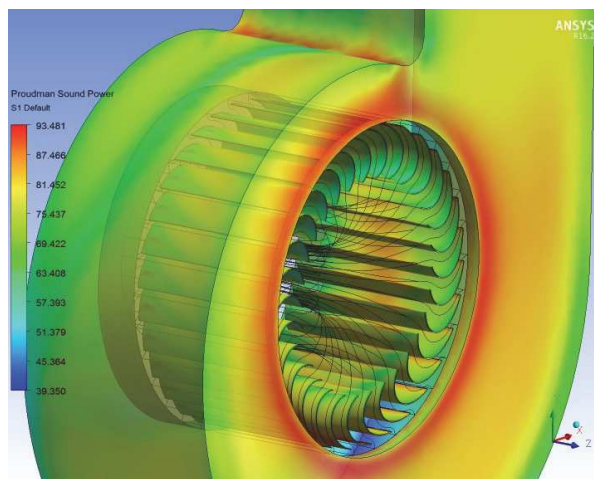


Рис. 6. Зоны – источники широкополосной звуковой мощности на поверхности улитки

**Закключение.** Одним из методов снижения широкополосного шума может быть проектирование вентилятора на минимально возможную частоту вращения. Известно, что турбулентный шум является источником квадрупольного типа, и его звуковая мощность пропорциональна  $\sim u^8$ , а вихревой шум считается источником дипольного типа, и его звуковая мощность пропорциональна  $\sim u^6$  (где  $u$  – окружная скорость). При уменьшении частоты вращения также снижается и шум вращения, который имеет дипольную (шум нагрузки) и монопольную (шум вытеснения) природу, и их звуковая мощность пропорциональна  $\sim u^6$  и  $\sim u^4$  соответственно. Кроме того, важным направлением по снижению шума вращения, интенсивно развивающимся в настоящее время, является применение лопаток рабочего колеса с искривленной осью совмещения профилей. Это позволяет минимизировать широкополосные шумы, не ухудшая расходно-напорную характери-

стику, но влечет за собой технологические сложности изготовления таких лопаток.

В заключение хотелось бы обратить внимание, как на конкретном производственном примере с использованием современных средств

компьютерного моделирования показана возможность исследования проектируемого агрегата или повышения эффективности работы промышленного оборудования путем оптимизации его конструктивных и технологических параметров.

### Литература

1. Францкевич В. С., Дорогокупец А. С. Оптимизация конструктивных элементов тягодутьевой машины помольно-классифицирующего агрегата // Труды БГТУ. Сер. 2, Химические технологии, биотехнология, геоэкология. 2017. № 1. С. 87–92.
2. Соломахова Т. С., Чебышева К. В. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики: справочник. М.: Машиностроение, 1980. 176 с.
3. Об утверждении Санитарных норм, правил и гигиенических нормативов «Шум на рабочих местах, в транспортных средствах, помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки» и признании утратившими силу некоторых постановлений и отдельных структурных элементов постановления Главного государственного санитарного врача Республики Беларусь: постановление М-ва здравоохранения Респ. Беларусь, 16 нояб. 2011 г., № 115 // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. 2011. № 143. 8/24521.
4. Караджи С. В., Московко Ю. Г. Способы снижения шума осевых вентиляторов // Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. 2013. № 1. С. 46–50.
5. Bamberberger K., Carolus T. Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction // Fan 2012, Senlis (France), 18–20 April 2012. 12 p.

### References

1. Frantskevich V. S., Dorogokupets A. S. Optimization design elements forced draft machine-grinding is classified unit. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], series 2, Chemical engineering, biotechnology, geocology, 2017, no. 1, pp. 87–92 (In Russian).
2. Solomakhova T. S., Chebysheva K. V. *Tsentrobezhnyye ventilyatory. Aerodinamicheskiye skhemy i kharakteristiki: spravochnik* [Centrifugal fans. Aerodynamic schemes and characteristics: a guide]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1980. 176 p.
3. On the Approval of Sanitary Norms, Regulations and Hygienic Norms “Noise in workplaces, vehicles, residential, public buildings and residential buildings” and the recognition of some decrees and certain structural elements of the decision of the Chief State Sanitary Doctor of the Republic of Belarus as invalid. *Natsional’nyy reestr pravovykh aktov Respubliki Belarus’* [National register of legal acts of the Republic of Belarus], 2011, no. 143, 8/24521.
4. Karadzhi S. V., Moskovko Yu. G. Methods for reducing the noise of axial fans. *Ventilyatsiya, otopleniye, konditsionirovaniye vozdukha, teplosnabzheniye i stroitel’naya teplofizika* [Ventilation, heating, air conditioning, heat supply and construction thermal physics], 2013, no. 1, pp. 46–50 (In Russian).
5. Bamberberger K., Carolus T. Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction. *Fan 2012*, Senlis (France), 18–20 April 2012. 12 p.

### Информация об авторах

**Францкевич Виталий Станиславович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры машин и аппаратов химических и силикатных производств. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: fvs2@tut.by

**Дорогокупец Алексей Сергеевич** – магистр технических наук, заместитель главного механика РУП «Белмедпрепараты» (220007, г. Минск, ул. Фабрициуса, 30, Республика Беларусь). E-mail: doralex1985@gmail.com

### Information about the authors

**Frantskevich Vitaliy Stanislavovich** – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Machines and Apparatus for Chemical and Silicate Productions. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: fvs2@tut.by

**Dorogokupets Aleksey Sergeevich** – Master of Engineering, deputy chief engineer of RUE “Belmedpreparaty” (30, Fabritsiusa str., 220007, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: doralex1985@gmail.com

Поступила 20.04.2017