

УДК: 533.6.071.2, 629.7.035.7, 51-74  
DOI 10.17223/19988621/39/10

**Е.В. Пикущак, Л.Л. Миньков**

## МЕТОД РАСЧЕТА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА<sup>1</sup>

На основе численного моделирования с использованием вычислительного пакета Ansys-Fluent проводится оценка аэродинамического коэффициента полезного действия одноступенчатого осевого вентилятора, состоящего из ротора и спрямляющего аппарата. Показывается влияние скорости вращения ротора и положения рабочих лопаток ротора на объемный расход воздуха, перепад статического давления, коэффициент полезного действия вентилятора и на зависимость перепада давления от объемного расхода.

**Ключевые слова:** *осевой вентилятор, коэффициент полезного действия, численное моделирование, согласующие функции.*

В инженерных методиках, используемых для расчета осевых вентиляторов на стадии их проектирования, прибегают к определенным допущениям [1, 2], позволяющим, с одной стороны, упростить вычисления, а с другой – в целом правильно оценить основные характеристики вентилятора. Дальнейшее уточнение характеристик производится путем введения поправочных коэффициентов, получаемых из имеющейся экспериментальной базы данных [1, 3]. Для вновь создаваемых вентиляторов необходимо проведение серии экспериментов на специальных стендах по определению поправочных коэффициентов, в том числе и коэффициента полезного действия, а также по выявлению каких-либо недостатков, имеющихся в конструкции создаваемого устройства.

С созданием современных вычислительных пакетов [4] появилась возможность проводить прямое численное моделирование (вычислительные эксперименты) уже имеющихся вентиляторов и адекватно предсказывать их характеристики, что ведет к существенному снижению материальных затрат [5].

Важной характеристикой осевого вентилятора является аэродинамический коэффициент полезного действия, представляющий собой отношение мощности потока воздуха, производимого вентилятором, к мощности момента сил действующего на лопатки рабочего колеса (ротора) вентилятора. Очевидно, что этот коэффициент будет зависеть от скорости вращения ротора, формы лопаток, их числа и угла расположения лопаток по отношению к направляющей вентилятора.

В настоящей работе демонстрируется метод расчета аэродинамического коэффициента полезного действия на примере одноступенчатого осевого вентилятора со спрямляющим аппаратом с использованием прямого численного моделирования на основе вычислительного пакета Ansys-Fluent.

---

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ мол\_нр № 15-38-50843.

**Физическая модель осевого вентилятора**

Рассматривается осевой вентилятор, рис. 1, состоящий из ротора 1, спрямляющего аппарата (СА) 2, направляющей втулки ротора 3, направляющей втулки СА 4 и корпуса 5. Направляющие втулки ротора и СА имеют одинаковый радиус  $R_1$ . Внешний корпус представляет собой трубу радиуса  $R_2$ . На роторе с постоянным шагом расположено  $N_r$  рабочих лопаток, высота которых равна  $R_2 - R_1$ . Угол между окружным направлением и хордой профиля лопатки ротора равен  $\alpha$ . Длина хорды лопатки ротора равна  $b_r$ , рис. 2, а) На СА с постоянным шагом расположено  $N_s$  направляющих лопаток, хорды профилей которых длиной  $b_s$  параллельны образующей втулки СА, рис. 2, б).

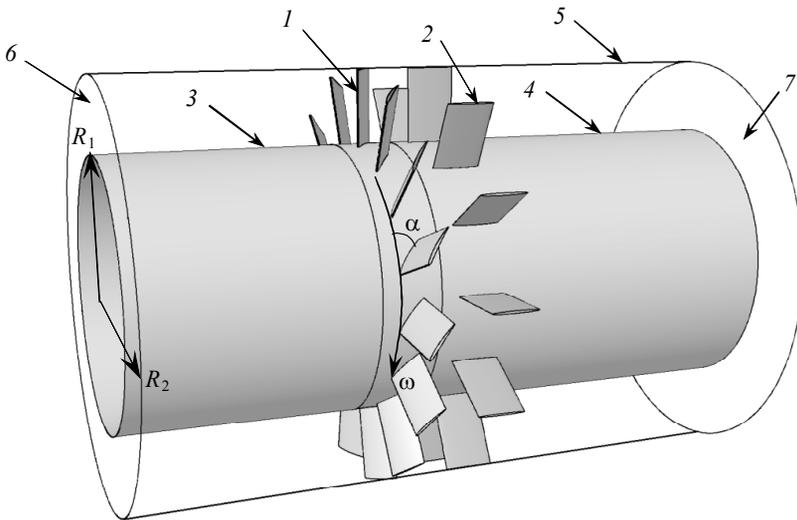


Рис. 1. Осевой вентилятор

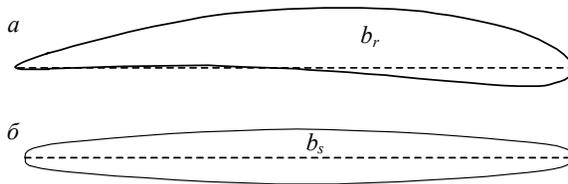


Рис. 2. Формы лопаток: а – рабочая лопатка ротора; б – направляющая лопатка СА

Лопатки ротора, вращаясь с угловой скоростью  $\omega$ , обеспечивают перемещение воздуха в направлении параллельном образующей втулки (продольное направление), при этом происходит повышение полного давления воздуха. В роторе поток воздуха закручивается и перемещается в СА, где, благодаря направляющим лопаткам, происходит выравнивание направления движения воздуха, при этом повышается его статическое давление [3, 6, 7].

Размеры осевого вентилятора и скорости вращения ротора принимаются равными соответствующему шахтному вентилятору местного проветривания, поэто-

му, в силу низких значений числа Маха, пренебрегаем эффектом сжимаемости и полагаем течение изотермичным.

### Математическая модель осевого вентилятора

Поскольку области ротора и СА, свободные для прохода воздуха, имеют периодически повторяющиеся участки (угол периодичности для ротора  $2\pi/N_r$  и  $2\pi/N_s$  для СА), то рассматривалась следующая геометрическая область, представленная на рис 3.

Для моделирования течения воздуха через осевой вентилятор решается следующая система уравнений вязкого несжимаемого газа, записанная в общем случае, во вращающейся системе координат.

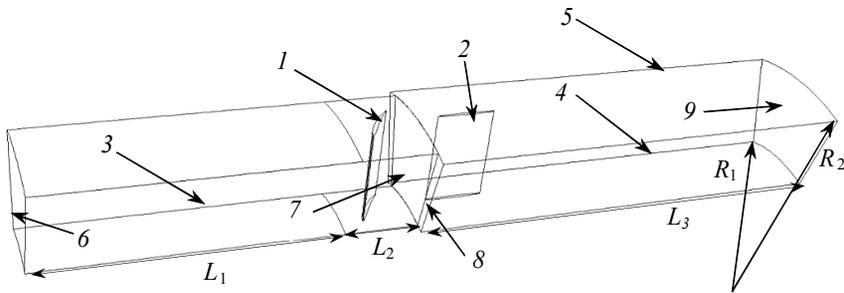


Рис. 3. Геометрическая область моделирования: 1 – лопатка ротора; 2 – лопатка СА; 3 – направляющая ротора; 4 – направляющая СА; 5 – корпус; 6 – входная поверхность ротора; 7 – выходная поверхность ротора; 8 – входная поверхность СА; 9 – выходная поверхность СА

Уравнение сохранения массы смеси

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}_r) = 0. \quad (1)$$

Уравнение сохранения количества движения смеси

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}_r \mathbf{V}) + \rho \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{V} = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_{\text{eff}}, \quad (2)$$

где  $\mathbf{u}_r = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$  – скорость вращения ротора;  $\mathbf{r}$  – расстояние от оси вращения до рассматриваемой точки.

Уравнение переноса турбулентной кинетической энергии

$$\nabla \cdot (\rho k \mathbf{V}_r) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_{\text{turb}}}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon. \quad (3)$$

Уравнение переноса скорости диссипации турбулентной кинетической энергии

$$\nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{V}_r) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_{\text{turb}}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (4)$$

где  $\bar{\bar{\tau}}_{\text{eff}}$  – эффективный тензор напряжений,  $\bar{\bar{\tau}} + \bar{\bar{\tau}}_{\text{turb}}$ ;  $\bar{\bar{\tau}}_{\text{turb}}$  – турбулентный тензор напряжений,  $\mu_{\text{turb}} \left( \nabla \mathbf{V} + \nabla \mathbf{V}^T \right) - \frac{2}{3} \rho k \mathbf{U}$ ;  $\bar{\bar{\tau}}$  – тензор вязких напряжений,

$\mu(\nabla V + \nabla V^T)$ ;  $\mu$  – динамическая вязкость;  $\mu_{\text{turb}}$  – турбулентная вязкость,  $\rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ;  $G_k$  – производство турбулентной кинетической энергии вследствие сдвигового течения (действие градиентов скорости),  $2\mu_{\text{turb}} S : S$ ;  $S$  – тензор деформаций,  $\frac{1}{2}(\nabla V + \nabla V^T)$ .

Параметры в системе уравнений (1) – (4) задавались следующими:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92; C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

Граничные условия для системы уравнений (1) – (4): на входе в область полагалось равенство полного давления газа атмосферному; на выходе из области полагалось равенство статического давления газа атмосферному. На стенках корпуса, ротора и СА задавались условия прилипания:  $V_r = 0$ . Турбулентные параметры потока на стенке и пристенной области определялись следующим образом:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0; \varepsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{\kappa y_P}.$$

Здесь  $\kappa = 0.4187$  – постоянная Кармана; индекс  $P$  – относится к центру пристенной ячейки разностной сетки.

### Метод решения системы уравнений (1) – (4)

Для решения поставленной задачи привлекался вычислительный пакет Ansys Fluent. Система уравнений (1) – (4) решалась численно с использованием метода Патанкара. Конвективные члены уравнений аппроксимировались с помощью противопоточной схемы второго порядка точности. Согласование полей скорости и давления осуществлялось по алгоритму SIMPLE на сдвинутой сетке.

Для СА система уравнений (1) – (4) решалась в неподвижной системе координат ( $\omega = 0$ ), а для ротора – во вращающейся с угловой скоростью  $\omega$  относительно продольной оси системы координат. Пересчет параметров с выходной поверхности ротора на входную поверхность СА осуществлялось на основе концепции «поверхности смешения», реализованной в Ansys-Fluent. Согласно этой концепции, из области ротора в область СА передаются профили осредненных параметров полного давления, направляющих косинусов углов вектора скорости в радиальном, тангенциальном и осевом направлениях, турбулентной кинетической энергии и скорости турбулентной диссипации, которые затем используются как входные граничные условия для области СА.

Расчетная область разбивалась на 340 тысяч шестигранных ячеек. Точность расчета контролировалась балансом потоков массы. Число ячеек по высоте лопаток равняется 31. Число ячеек вдоль направляющей втулки статора – 120, вдоль направляющей ротора – 130. Количество ячеек в окружном направлении ротора – 46, в окружном направлении статора – 40. Сетка сгущалась вблизи лопаток статора и ротора.

### Результаты численного моделирования работы осевого вентилятора

Расчеты параметров осевого вентилятора проводились при следующих значениях параметров:  $\mu = 1.8 \cdot 10^{-5}$  Па·с;  $\rho = 1.225$  кг/м<sup>3</sup>;  $R_1 = 225$  мм,  $R_2 = 350$  мм,  $b_r = 67$  мм;  $b_s = 80$  мм;  $L_1 = 400$  мм;  $L_2 = 100$  мм;  $L_3 = 600$  мм;  $N_r = 15$ ,  $N_s = 12$ ; Скорость вращения ротора варьировалась от 500 об/мин до 5000 об/мин.

Величина угла  $\alpha$ , определяющего ориентацию рабочей лопатки ротора, варьировалась от 5 до 40° с шагом 5°.

На рис. 4 и 5 приведены результаты расчета перепада статического давления в зависимости от частоты вращения ротора и угла положения рабочей лопатки вентилятора.

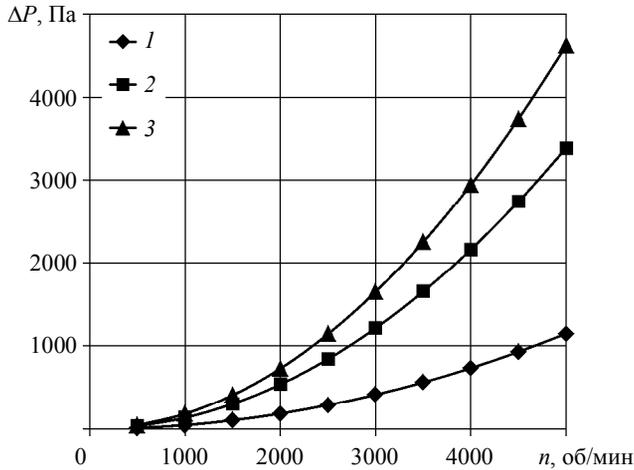


Рис. 4. Зависимость перепада давления от частоты вращения ротора:  
1 –  $\alpha = 15^\circ$ ; 2 –  $30^\circ$ ; 3 –  $40^\circ$

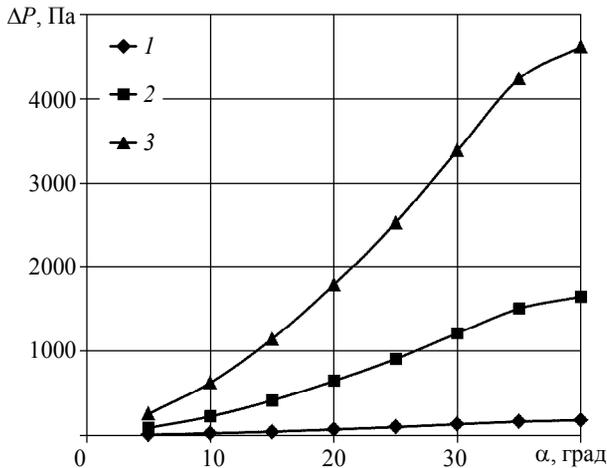


Рис. 5. Зависимость перепада давления от угла поворота лопатки ротора:  
1 –  $n = 1000$  об/мин; 2 –  $n = 3000$  об/мин; 3 –  $n = 5000$  об/мин

Видно, что увеличение частоты вращения ротора и увеличение угла поворота лопатки ведет к росту перепада статического давления. Аппроксимация результатов расчетов по методу наименьших квадратов показывает, что перепад давления пропорционален квадрату частоты вращения ротора, т.е.  $\Delta P \sim n^2$ .

Рост угла поворота рабочей лопатки ротора до величины  $35^\circ$  ведет к росту перепада давления по закону  $\Delta P \sim \alpha^{1.46}$ , после чего показатель степени становится меньше единицы, что говорит об уменьшении эффективности работы лопаток в качестве нагнетательных элементов вентилятора.

На рис. 6 и 7 приведены результаты расчета объемного расхода воздуха в зависимости от частоты вращения ротора и угла положения рабочей лопатки вентилятора.

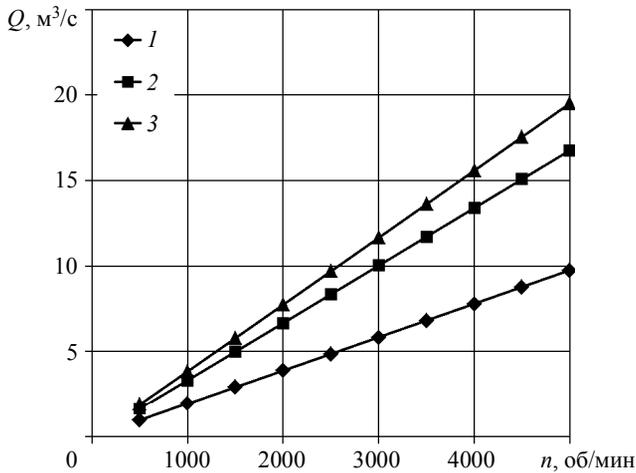


Рис. 6. Зависимость объемного расхода воздуха от частоты вращения ротора: 1 –  $\alpha=15^\circ$ ; 2 –  $30^\circ$ ; 3 –  $40^\circ$

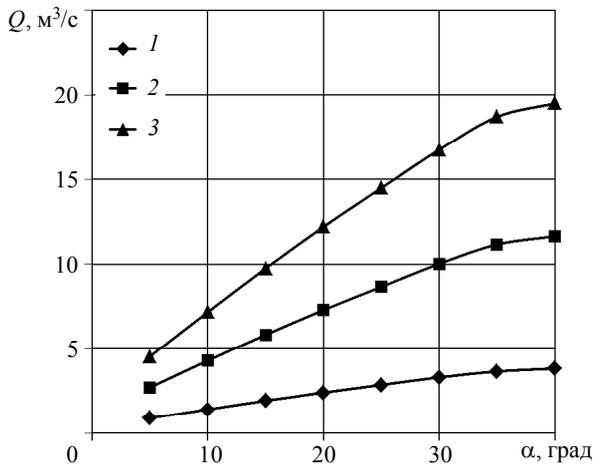


Рис. 7. Зависимость объемного расхода воздуха от угла поворота лопатки ротора: 1 –  $n = 1000$  об/мин; 2 –  $n = 3000$  об/мин; 3 –  $n = 5000$  об/мин

Увеличение частоты вращения ротора ведет к линейному росту объемного расхода воздуха  $Q \sim \omega$  (см. рис. 6). Увеличение угла поворота рабочих лопаток вентилятора в исследуемом диапазоне также увеличивает объемный расход воздуха, создаваемый вентилятором. Следует отметить, что интенсивность прироста объемного расхода воздуха снижается для угла поворота лопаток в  $40^\circ$  (см. рис. 7).

Одной из важных характеристик вентилятора является зависимость перепада давления от объемного расхода воздуха. Из рис. 8 видно, что на эту зависимость не влияет угол поворота рабочей лопатки вентилятора. Все множество расчетных данных аппроксимируются формулой  $\Delta P = 12.117Q^2$  со средней относительной погрешностью 0.6 %, причем локальная относительная погрешность не превышает 2 %. Данная зависимость близка к той, которая получается из уравнения Бернулли:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2S^2} Q^2, \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха, а  $S$  – площадь проходного сечения вентилятора.

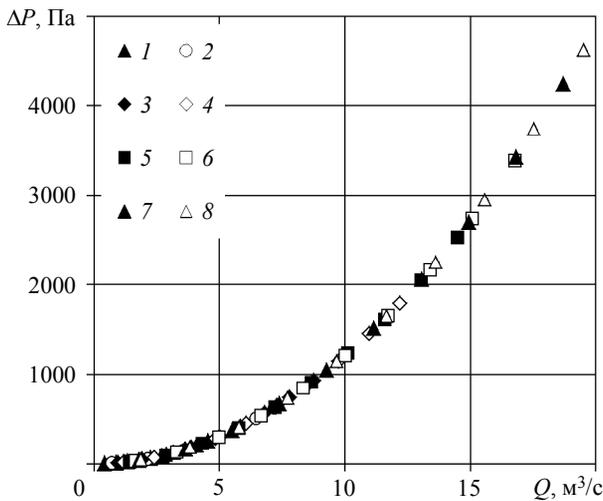


Рис. 8. Зависимость перепада давления, создаваемого в вентиляторе, от объемного расхода воздуха через вентилятор: 1 –  $\alpha = 5^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 10^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 15^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 20^\circ$ ; 5 –  $\alpha = 25^\circ$ ; 6 –  $\alpha = 30^\circ$ ; 7 –  $\alpha = 35^\circ$ ; 8 –  $\alpha = 40^\circ$

Другой важной характеристикой вентилятора является мощность потока, создаваемая ротором. Ее величину можно определить как произведение объемного расхода воздуха на перепад давления:  $N_p = Q \cdot \Delta P$ . Из рис. 4 – 7 следует, что мощность потока воздуха увеличивается с ростом частоты вращения ротора и с ростом угла поворота рабочей лопатки.

При работе вентилятора на рабочие лопатки ротора действует сила сопротивления со стороны воздуха. При этом ротор относительно продольной оси испытывает момент сил. Расчеты показывают, что момент сил, действующий на рабочие лопатки ротора, увеличивается с увеличением частоты вращения и угла поворота рабочей лопатки. Причем момент сил, действующий на лопатки, пропорционален квадрату частоты вращения ротора:  $M_1 \sim n^2$  и является функцией угла  $\alpha$ , представляющей собой полином второй степени.

Зная полный момент сил, действующий на ротор, можно определить мощность сил сопротивления, которые испытывают лопатки ротора при обеспечении получаемых аэродинамических характеристик:  $N_v = M_1 N_r \cdot 2\pi n / 60$ . Поскольку  $M_1 \sim n^2$ , то мощность вентилятора пропорциональна кубу частоты вращения ротора.

Поскольку мощность сил сопротивления пропорциональна моменту сил, действующего на лопатки ротора, то зависимость мощности вентилятора от угла поворота рабочей лопатки будет такой же, как и для момента сил.

Отношение мощности потока воздуха, создаваемого вентилятором, к мощности вентилятора представляет собой эффективность (КПД) вентилятора,  $\eta = (N_p / N_v) \cdot 100\%$  или аэродинамический коэффициент полезного действия.

На рис. 9 и 10 приведены результаты расчета КПД, выраженного в %. Видно, что

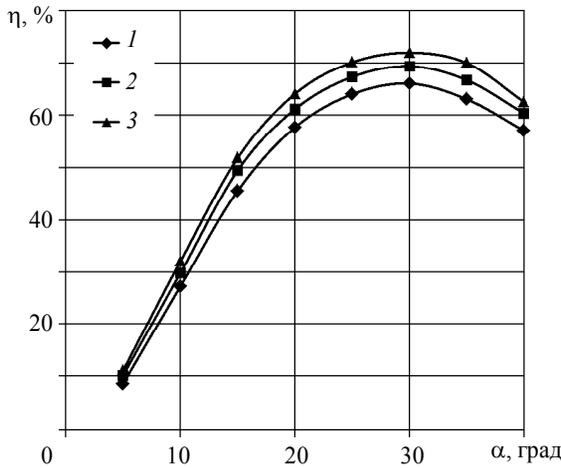


Рис. 9. Зависимость КПД вентилятора от угла поворота рабочей лопатки: 1 –  $n = 500$  об/мин; 2 –  $n = 1500$  об/мин; 3 –  $n = 5000$  об/мин

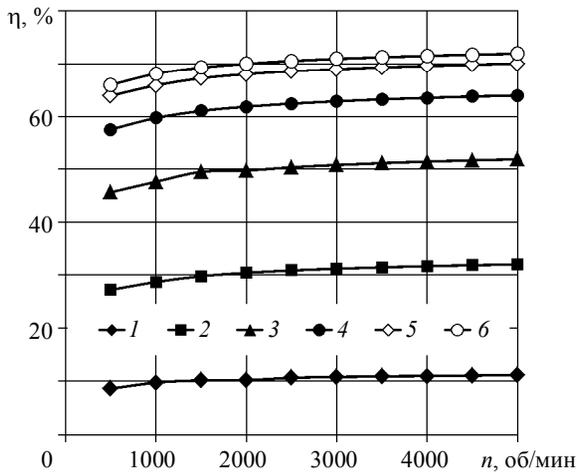


Рис. 10. Зависимость КПД вентилятора от скорости вращения ротора: 1 –  $\alpha = 5^\circ$ ; 2 –  $\alpha = 10^\circ$ ; 3 –  $\alpha = 15^\circ$ ; 4 –  $\alpha = 20^\circ$ ; 5 –  $\alpha = 25^\circ$ ; 6 –  $\alpha = 30^\circ$

с ростом угла поворота рабочей лопатки КПД вентилятора увеличивается и достигает своего максимального значения при значении угла поворота равного  $30^\circ$ . Дальнейшее увеличение угла поворота снижают КПД, рис. 9. Увеличение скорости вращения ротора также ведет к росту КПД вентилятора, рис. 10. Наиболее сильный его прирост происходит при возрастании скорости вращения ротора от нуля до 2000 об/мин. Дальнейшее увеличение скорости вращения ведет к незначительному изменению коэффициента полезного действия.

### Сравнение результатов численного моделирования с результатами инженерной методики

На рис. 11 показана рабочая лопатка ротора, окружная скорость которой при вращении ротора вокруг оси равна  $v = \omega R$ . Воздух движется относительно лопатки со скоростью  $c$ , тогда абсолютная скорость движения воздуха есть  $w$ . Проекция этой скорости на продольную ось представляет собой среднерасходную скорость воздуха через вентилятор. В общем случае вектора скоростей  $w$  и  $u$  не совпадают. Различные варианты диаграммы скоростей для ротора осевого вентилятора приведены в работах [1, 7].

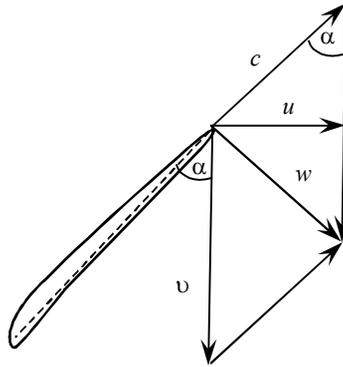


Рис. 11. Диаграмма скоростей воздуха на рабочей лопатке

Предположим, что скорость вращения ротора вентилятора и среднерасходная скорость воздуха такие, что  $u=w$ . В этом случае будет иметь место равенство  $u = v \operatorname{tg}(\alpha)$ . Тогда объемный расход воздуха через ротор можно вычислить следующим образом:

$$Q = \omega \cdot R \cdot S \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (6)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора;  $R$  – средний радиус лопатки, равный  $(R_{\text{вн}} + R_{\text{с}})/2$ ;  $S$  – площадь, свободная для прохода газов через ротор,  $\pi(R_{\text{с}}^2 - R_{\text{вн}}^2) - N(R_{\text{с}} - R_{\text{вн}})\delta/\cos(\alpha)$ ;  $\delta$  – толщина лопатки равная 5 мм.

Для проверки используемого допущения  $u = w$  на рис. 12 приведено сравнение зависимости расхода воздуха от угла поворота лопатки для скорости вращения ротора 3000 об/мин и 5000 об/мин, полученных с помощью численного моделирования и по формуле (6). Видно, что для углов поворота лопаток в диапазоне от  $20$  до  $25^\circ$ , формула (6) хорошо предсказывает значения объемного расхода. Для других значений углов поворота формула (6) дает как заниженные значения объемного расхода (при малых углах поворота лопатки), так и завышенные значения

(при больших углах поворота лопатки). Причем расхождение в объемных расходах может достигать 40 %. Расчеты показывают, что отношение объемного расхода, полученное по формуле (6)  $Q_{и.ф.}$ , к объемному расходу, полученному при численном моделировании  $Q_{ч.м.}$ , слабо зависит от скорости вращения ротора (отклонение не превышает 1%) и является только функцией угла поворота лопатки.

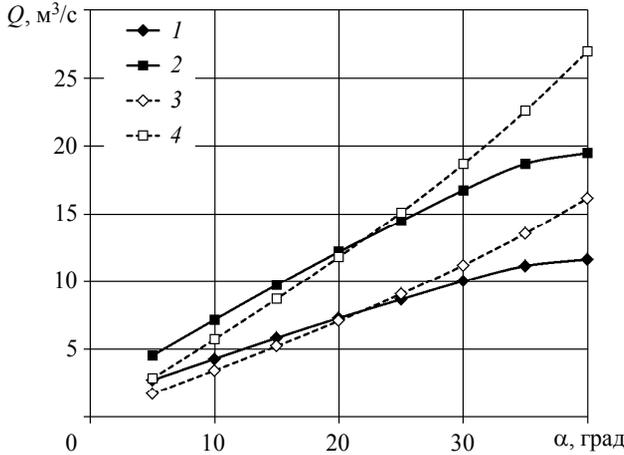


Рис. 12. Зависимость объемного расхода воздуха от угла поворота рабочей лопатки: 1, 2 – численное моделирование; 3, 4 – расчет по формуле (6); 1, 3 –  $n = 3000$  об/мин; 2, 4 –  $n = 5000$  об/мин

Используя средние значения для отношения объемных расходов  $q = Q_{и.ф.}/Q_{ч.м.}$ , полученных при разных скоростях вращения ротора и аппроксимируя это отношение полиномом третьей степени в зависимости от угла поворота лопатки  $\alpha$  в диапазоне от 5 до 40°, получим

$$q(\alpha) = 2.9784 \cdot 10^{-05} \alpha^3 - 2.0001 \cdot 10^{-03} \alpha^2 + 5.7287 \cdot 10^{-02} \alpha + 3.9542 \cdot 10^{-01}. \quad (7)$$

Зависимость (7) является индивидуальной характеристикой лопаток ротора и для расчета реального объемного расхода воздуха через вентилятор можно рекомендовать формулу (6) с учетом поправочной функции (7):

$$Q = \omega \cdot R \cdot S \cdot \text{tg}(\alpha) / q(\alpha). \quad (8)$$

Для определения перепада давления на роторе воспользуемся соотношением (5) и (6):

$$\Delta P = \frac{\rho \omega^2 R^2 \text{tg}^2(\alpha)}{2}. \quad (8)$$

На рис. 13 показано изменение перепада давления в зависимости от угла поворота лопаток, полученное в результате численного моделирования (сплошные кривые) и по формуле (8) (штриховые кривые) для скорости вращения ротора 3000 об/мин и 5000 об/мин. Видно хорошее согласование результатов, полученных по формуле (8), и результатов численного моделирования для  $\alpha = 15^\circ \div 20^\circ$ . Для меньших углов поворота лопаток формула (8) дает заниженные значения перепада давления в два раза, а для больших углов – завышенные значения.

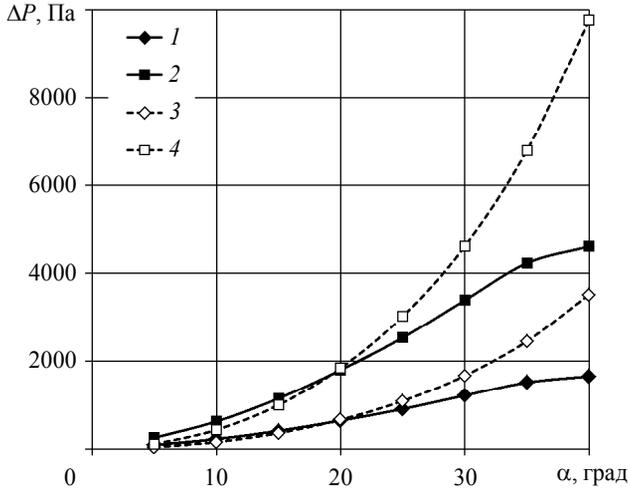


Рис. 13. Зависимость перепада давления от угла поворота рабочей лопатки: 1, 2 – численное моделирование; 3, 4 – расчет по формуле (8); 1, 3 –  $n = 3000$  об/мин; 2, 4 –  $n = 5000$  об/мин

Учитывая тот факт, что отношение перепада давления по формуле (8)  $\Delta P_{н.ф.}$  к перепаду давления, полученному в результате численного моделирования  $\Delta P_{ч.м.}$ , слабо зависит от скорости вращения ротора (отклонение от среднего не превосходит 3 %) и является функцией угла поворота лопаток  $\alpha$ , можно получить следующую аппроксимационную формулу для  $p = \Delta P_{н.ф.} / \Delta P_{ч.м.}$ , представляющую полином третьей степени от  $\alpha$ :

$$p(\alpha) = 6.7832 \cdot 10^{-05} \alpha^3 - 4.0091 \cdot 10^{-03} \alpha^2 + 1.0557 \cdot 10^{-01} \alpha - 1.4261 \cdot 10^{-02}. \quad (9)$$

Для расчета реального перепада давления можно рекомендовать следующую формулу:

$$\Delta P = \frac{\rho \omega^2 R^2 \operatorname{tg}^2(\alpha)}{2p(\alpha)}. \quad (10)$$

Таким образом, на основе численного моделирования получены функции согласования  $q(\alpha)$  и  $p(\alpha)$  для формул зависимости перепада давления и объемного расхода воздуха для одноступенчатого осевого вентилятора от скорости вращения ротора и угла ориентации рабочих лопаток ротора. Предложено определение аэродинамического коэффициента полезного действия осевого вентилятора через отношение мощности создаваемого вентилятором потока воздуха к мощности силы сопротивления, действующей на рабочие лопатки ротора. Показано, что перепад давления в вентиляторе как функция объемного расхода воздуха не зависит от угла ориентации рабочей лопатки ротора.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1986. 288 с.
2. Попов Н.А., Петров Н.Н. К вопросу расчета аэродинамической характеристики шахтного осевого вентилятора с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2002. № 2. С. 211–215.

3. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Учебное пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1972. 344 с.
4. ANSYS FLUENT Tutorial Guide: Release 14.0. 2011. ANSYS Inc.
5. Гурина Е.И. Моделирование работы шахтного вентилятора встречного вращения с помощью программного комплекса Fluent // ИФЖ. 2010. Т. 83. № 5. С. 924–929.
6. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. М.: Высшая школа, 1969. 400 с.
7. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов. М.: Энергия, 1978. 320 с.

Статья поступила 22.01.2016 г.

*Pikushchak E.V., Minkov L.L.* METHOD OF CALCULATING THE AERODYNAMIC EFFICIENCY OF THE AXIAL FAN

DOI 10.17223/19988621/39/10

A definition of the aerodynamic efficiency of the axial flow fan as a ratio of the power of the air flow generated by the fan to the power of the drag force acting on the rotor blades is proposed. The aerodynamic efficiency of the single-stage axial flow fan consisting of a rotor and straightener is estimated based on numerical simulation using the ANSYS FLUENT computational package. The influence of the rotational speed of the rotor and the rotor blades orientation on the air flow rate, static pressure, efficiency of the fan, and pressure drop as a function of the flow rate is demonstrated. Matching functions for formulas describing a pressure drop and volume flow rate in dependence on the rotor speed and the orientation angle of rotor blades are obtained by numerical simulation for the single-stage axial fan. It is shown that the pressure drop in the fan as a function of the volume flow rate does not depend on the orientation angle of the rotor blade.

Keywords: axial fan, aerodynamic efficiency, numerical simulation, matching functions

*PIKUSHCHAK Elizaveta Vladimirovna* (Candidate of Physics and Mathematics, Assoc. Prof., Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation)  
E-mail: liza@ftf.tsu.ru

*MINKOV Leonid Leonidovich* (Doctor of Physics and Mathematics, Prof., Tomsk State University, Tomsk, Russian Federation)  
E-mail: lminkov@ftf.tsu.ru

#### REFERENCES

1. Brusilovskiy I.V. *Aerodinamicheskiy raschet osevykh ventilyatorov*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 288 p. (in Russian)
2. Popov N.A., Petrov N.N. K voprosu rascheta aerodinamicheskoy kharakteristiki shakhtnogo oseвого ventilyatora s povorotnymi na khodu lopatkami rabocheго kolesa. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*, 2002, no. 2, pp. 211–215. (in Russian)
3. Sherstyuk A.N. *Nasosy, ventilyatory, kompressory*. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1972. 344 p. (in Russian)
4. *ANSYS FLUENT Tutorial Guide: Release 14.0*. 2011. ANSYS Inc.
5. Gurina E.I. Modelirovanie raboty shakhtnogo ventilyatora vstrechnogo vrashcheniya s pomoshch'yu programmnoго kompleksa Fluent. *IFZh*, 2010, vol. 83, no. 5, pp. 924–929. (in Russian)
6. Smirnov I.N. *Gidravlicheskie turbiny i nasosy*. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1969. 400 p. (in Russian)
7. Krivchenko G.I. *Gidravlicheskie mashiny: Turbiny i nasosy*. Moscow, Energiya Publ., 1978. 320 p. (in Russian)