

П. В. Косых

Об определении аэродинамической характеристики шахтного осевого вентилятора в реверсивном режиме работы с использованием данных численных расчетов

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Российская Федерация
e-mail: p.kosykh@yahoo.com

Аннотация. Рассмотрен расчёт приближённой аэродинамической характеристики осевого шахтного вентилятора при его реверсировании изменением вращения рабочего колеса. Расчёт проведен на примере вентилятора, выполненного по схеме ЦАГИ ОВ-103, с известной экспериментально полученной аэродинамической характеристикой реверсивного режима. В расчёте учтены потери давления в лопаточной решётке. Для этого были использованы вычисленные потери давления и углы поворота потока при обтекании плоских решёток, составленных из профилей лопаток вентилятора на разных радиусах. С помощью вычисленных зависимостей углов выхода потока из решётки от углов входа решением уравнения радиального равновесия были найдены распределения осевых скоростей на выходе из проточной части вентилятора. По найденным скоростям и вычисленным зависимостям потерь давления определен прирост полного давления. Показано, что рассмотренный способ позволяет более точно определить реверсивную аэродинамическую характеристику вентилятора, чем методика оценки, в которой используется теоретические зависимости угла отклонения потока на среднем радиусе.

Ключевые слова: вентилятор главного проветривания, осевой реверсивный вентилятор, аэродинамическая характеристика вентилятора

P. V. Kosykh

On the determination of the aerodynamic characteristics of the mine axial fan in the reverse mode of operation using numerical calculations

Chinakal Institute of Mining SB RAS, Novosibirsk, Russian Federation
e-mail: p.kosykh@yahoo.com

Abstract. The calculation of the approximate aerodynamic characteristics of an axial mine fan during its reversal with changing rotation direction is considered. The calculation was carried out on the example of a fan made according to the TsAGI OV-103 scheme, with a known experimentally obtained aerodynamic characteristic of the reverse mode. The calculation takes into account the pressure loss in the blade cascade. For this purpose, calculated pressure losses and flow rotation angles were used when flowing around airfoils cascade made up of fan blade airfoils at different radii. With calculated data of the angles of the flow exit from cascades dependently on the angles of entry, the distributions of axial velocities at the outlet of the flow part of the fan were found by solving the radial equilibrium equation. Obtained velocities and calculated relations of pressure losses, the increase in total pressure is determined. It is shown that the considered method is more accurately determine the reversible aerodynamic characteristic of the fan than the theoretical method, which uses the theoretical functions of the deflection angles of the flow at cascade of the fan average radius.

Keywords: mine ventilation mine fan, axial reversible fan, calculation of the characteristics of the reversible mode

Введение

Нормы безопасности требуют, чтобы системы вентиляции шахт и рудников могли обеспечивать подачу воздуха в реверсивном режиме в объёме не менее 60% от прямого режима [1]. Технологически наиболее простым способом реверсирования воздушного потока является приведение рабочего колеса (РК) осевого вентилятора, используемого в главной вентиляторной установке (ГВУ) горного предприятия, во вращение, противоположное прямому. При этом не требуется изменять положение лопаток РК, может потребоваться лишь поворот лопаток невращающихся входных и выходных аппаратов [2].

Обычно осевой вентилятор рассчитывается на наиболее эффективную работу в определённой рабочей точке в прямом режиме. Лопатки таких вентиляторов обладают профилями, имеющими острую заднюю кромку, со средней линией, изогнутой в сторону поворота потока. Эти факторы не позволяют таким вентиляторам работать в реверсивном режиме с высокой эффективностью [3, 4]. Для повышения реверсивных качеств вентиляторов применяют лопатки с определенной формой профиля (например, S-образные лопатки [5]), симметричными профилями [3], профилями с уменьшенным изгибом средней линии [3].

Ранее, в статье [6] был рассмотрен способ оценки аэродинамической характеристики осевого вентилятора, в котором расчёт давления производился по параметрам обтекания потока в плоской решётке на среднем радиусе вентилятора. Для этого в программе ANSYS была составлена расчётная схема и определены углы выхода потока из решётки и потери давления в ней при различных углах входа. Этот способ позволил более точно оценить аэродинамическую характеристику реверсивного режима, по сравнению с рассчитанной по отклонению потока на среднем радиусе с использованием теоретических параметров потока в решётке из [3]. Однако при этом там не учитывался характер обтекания на других радиусах. В настоящей статье рассмотрен способ расчёта характеристики вентилятора, учитывающий потери давления по всей длине лопатки.

Определение характеристики проведено для аэродинамической схемы ЦАГИ ОВ-103, выполненного по схеме К, как и в статье [6]. При создании этой аэродинамической схемы принимались меры для повышения реверсивных качеств, и, поскольку она изначально задумывалась как реверсируемая обратным вращением рабочего колеса, для них были измерены аэродинамические характеристики реверсивного режима работы.

Методы и материалы

В программе ANSYS Fluent были составлены конечно-объёмные сетки участков плоской решётки на нескольких радиусах, содержащие один профиль (рис.1). На верхнюю и нижнюю границы участка накладывались периодические граничные условия. Поток протекал от правой границы участка к левой. Число Рейнольдса составляло $2,45 \cdot 10^5$, рассчитанного по длине хорды лопатки.

В расчётах применялась SST модель турбулентности Ментера, в ходе вычислений контролировалось значение параметра y^+ согласно рекомендациям [7, 8]. Число элементов не превысило 30000.

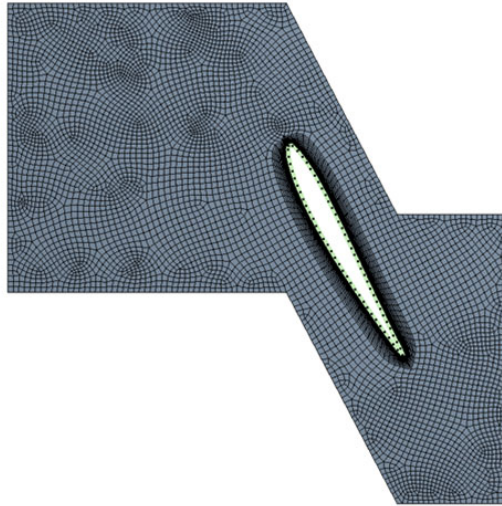


Рис.1. Сетка решётки с профилем лопатки К-103 на среднем радиусе

Для решёток при различных углах входа β_1 рассчитывались угол выхода потока β_2 и потери давления ζ , определяемые как отношение полного давления на входе в решётку и выходе из неё. На рисунке 2 показаны углы входа и выхода потока в относительном (β_1, β_2) и абсолютном (δ_1, δ_2) движениях.

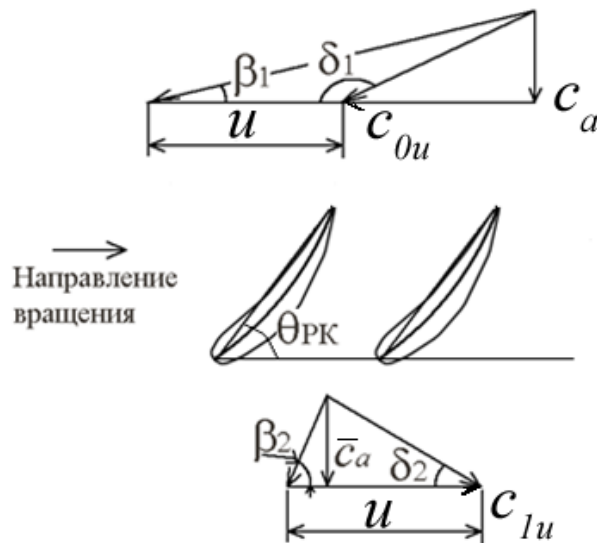


Рис.2. Треугольники скоростей в плоской решётке

После определения параметров потока в решётках на разных радиусах, была составлена расчётная схема для решения уравнения радиального равновесия для несжимаемого газа [9]:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_0}{dr} = c_a \frac{dc_a}{dr} + \frac{c_u}{r} \frac{d(rc_u)}{dr} .$$

Здесь p_0 – полное давление струйки воздуха на радиусе r , c_a – осевая скорость потока, c_u – тангенциальная скорость потока в абсолютном движении, ρ – плотность газа.

Для удобства можно рассмотреть безразмерную форму этого уравнения, разделив левую и правую часть уравнения на $\rho u^2 / 2$, где $u = R\omega$ – скорость лопатки на прикорпусном радиусе R , ω – угловая скорость вращения РК:

$$\frac{1}{2} \frac{d\psi}{d\bar{r}} = \bar{c}_a \frac{d\bar{c}_a}{d\bar{r}} + \frac{\bar{c}_u}{\bar{r}} \frac{d(\bar{r}\bar{c}_u)}{d\bar{r}} \quad (1)$$

Теперь, вместо размерных величин здесь присутствуют коэффициент давления ψ , коэффициент осевой скорости \bar{c}_a , коэффициент поперечной скорости \bar{c}_u и безразмерный радиус \bar{r} меняющийся от величины втулочного отношения v (для схемы ОВ-103 она равна 0,6) на привтулочном радиусе до 1 на прикорпусном.

Это уравнение записано для плоскости, находящейся за лопаточным венцом вентилятора. Для упрощения принято, что струйка газа, заходя на определённом радиусе, осуществляет поворот в решётке, соответствующей этому же радиусу. Это значительно упрощает расчётную схему, но не позволяет учесть прирост давления за счёт выхода струйки на другом радиусе, поэтому в случае значительного изменения осевой скорости по радиусу такая схема может оказаться непригодным.

Тогда, с учётом того, что $ctg\delta_1 = \bar{c}_{1u} / \bar{c}_{1a}$, $ctg\delta_2 = \bar{c}_{2u} / \bar{c}_{2a}$, а прирост давления связан со скоростями через уравнение Эйлера $\Delta\psi = 2\bar{r}(\bar{c}_{2u} - \bar{c}_{1u})$, уравнение (1) можно преобразовать к виду

$$\frac{d\bar{c}_a}{d\bar{r}} + A(\bar{r})\bar{c}_a = B(\bar{r}), \quad (2)$$

где $A(\bar{r}) = \frac{ctg\beta_2}{1+ctg^2\beta_2} \frac{d}{d\bar{r}}(\bar{r} \cdot ctg\beta_2)$, $B(\bar{r}) = \frac{2ctg\beta_2}{1+ctg^2\beta_2}$.

В (2) распределение коэффициента осевой скорости \bar{c}_a является искомой функцией.

При решении должно выполняться условие неразрывности:

$$\int_v^1 \bar{r}\bar{c}_{0a} dr = \int_v^1 \bar{r}\bar{c}_a dr = \varphi, \text{ где } \varphi \text{ – коэффициент расхода, } \bar{c}_{0a} \text{ – коэффициент осевой скорости в сечении перед РК.}$$

Уравнение (2) можно решить численно, воспользовавшись схемой

$$L(\bar{r}_j, \bar{c}_{1a}) = \int_v^{\bar{r}_j} (-\bar{c}_{1a} A(\bar{r}_j) + B(\bar{r}_j)) d\bar{r} \approx \Delta\bar{r} \sum_{i=1}^j (-\bar{c}_{1a} A(\bar{r}_i) + B(\bar{r}_i)) \quad (3)$$

При решении необходимо контролировать значение общего коэффициента расхода на выходе

$$C = C_a + \frac{2}{(1-\nu^2)} \int_{\nu}^1 \bar{r} L(\bar{r}, \bar{c}_{1a}) d\bar{r} \approx C_a + \frac{2\Delta\bar{r}}{(1-\nu^2)} \sum_{i=1}^j \bar{r}_i L(\bar{r}_i, \bar{c}_{1a}), \quad (4)$$

где C_a – осреднённый коэффициент осевой скорости на входе для данного коэффициента расхода.

Сначала принимается, что $\bar{c}_{1a} = \bar{c}_{0a}$, вычисляется L и C . Затем уточняется $\bar{c}_{1a}(\bar{r})$, снова вычисляются L и C , и проверяется условие сходимости:

$$|C - C_{пред}| < \varepsilon, \quad (5)$$

где $C_{пред}$ – это C , вычисленное на предыдущей итерации. Таким образом уточняется $\bar{c}_{1a}(\bar{r})$ до выполнения условия (5).

После определения распределения коэффициента осевой скорости на выходе вентилятора по приведённым выше соотношениям могут быть определены распределение коэффициентов тангенциальной скорости и давления. При этом потери давления могут быть определены умножением коэффициента давления на коэффициент потерь:

$$\Delta\psi(\bar{r}) = \zeta(\bar{r})\psi(\bar{r}) \quad (6)$$

После определения распределения коэффициента давления по сечению, его следует осреднить по площади для определения общего значения

$$\psi = 2 \int_{\nu}^1 \psi(\bar{r}) \bar{r} d\bar{r} / (1-\nu^2) \quad (7)$$

Результаты

В результате расчётов в ANSYS Fluent для решёток, составленных из профилей ОВ-103 на четырёх радиусах: 0,6, 0,7, 0,825, 1,0 определены зависимости угла выхода и потерь давления. Угол установки лопатки составлял 35° . На рис. 3 показаны зависимости угла выхода потока из решётки на относительном радиусе $r = 0,6$.

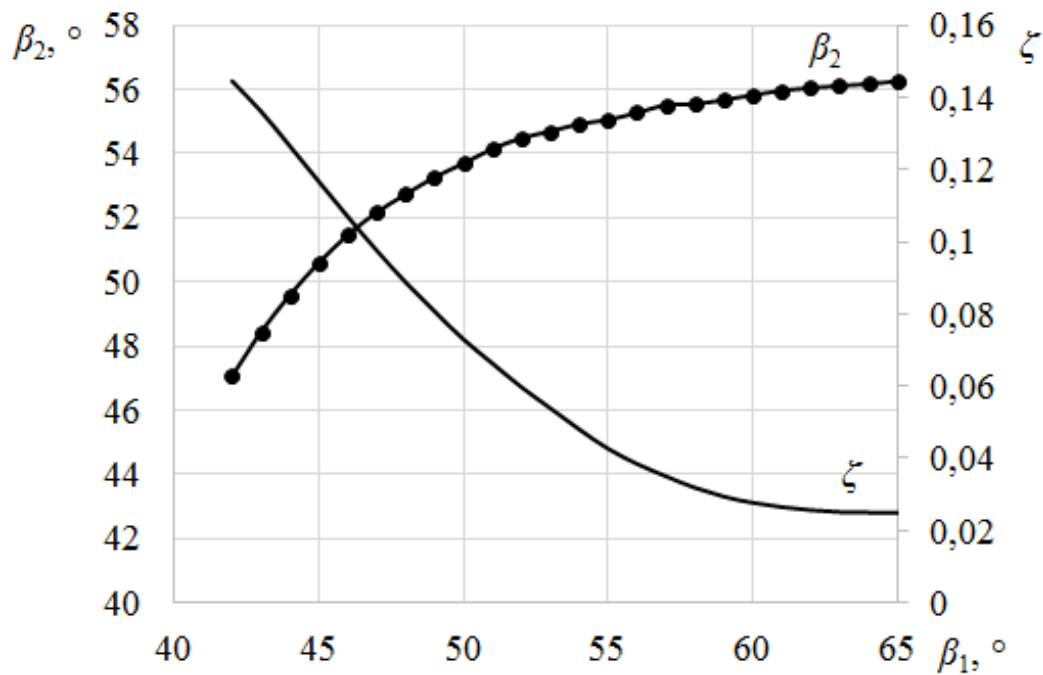


Рис. 3. Зависимости угла выхода потока β_2 и коэффициента потерь полного давления ζ для решётки из профилей ОВ-103 на относительном радиусе $r = 0,6$ от угла входа потока β_1

Решением уравнения (1) получены распределения осевых скоростей на выходе из вентилятора. На рис. 4 показаны распределения осевых скоростей на выходе при различных значениях коэффициента расхода.

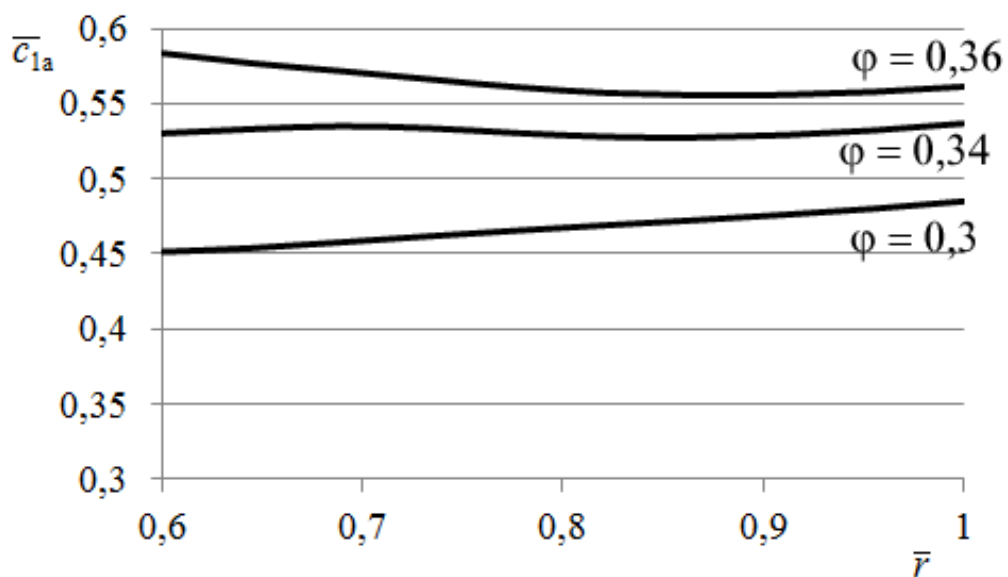


Рис. 4. Распределение осевых скоростей на выходе для коэффициентов расхода 0,3, 0,34, 0,36

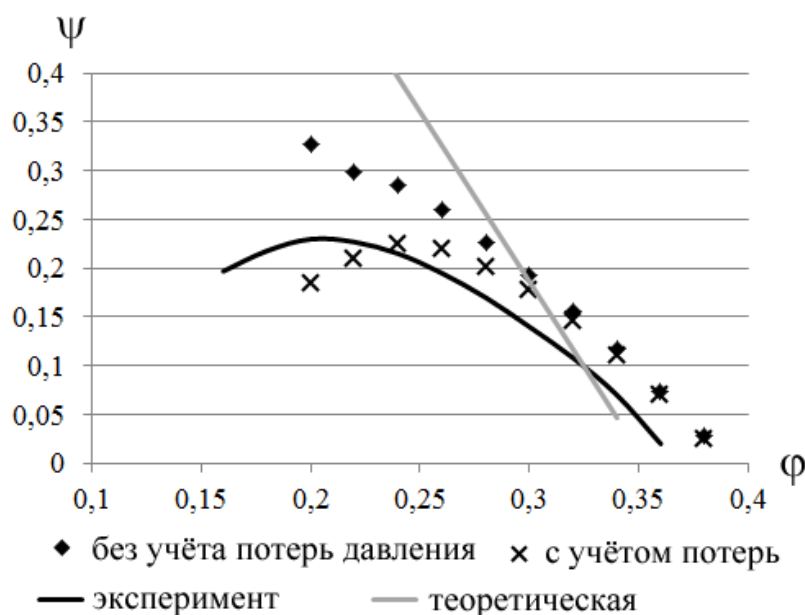


Рис. 5. Аэродинамические характеристики схемы вентилятора ОВ-103 в реверсивном режиме работы

По распределению осевых скоростей была вычислена характеристика схемы (рис. 5). На графике представлены характеристики, где потери давления были учтены по (6), характеристика без учёта потерь, а также экспериментальная характеристика из [2] и рассчитанная по теоретическим зависимостям ([6]) угла отклонения потока в решётке на среднем радиусе из [3].

Обсуждение

Аэродинамическая характеристика, вычисленная с учётом обтекания потока по всей длине лопатки и учитывающая потери давления в них, даёт лучшее приближение к экспериментально полученной, чем вычисленная без учёта потерь давления. Относительная разница вычисленного давления с экспериментально полученным в рабочем диапазоне коэффициентов расхода (0,2..0,35) не превысила 20% для характеристики, полученной по рассмотренному способу с учётом потерь давления. При этом они обе показывают лучшее приближение, по сравнению с характеристикой, вычисленной по теоретическим зависимостям, особенно в области низких расходов.

У характеристики, полученной с учётом потерь давления, расход в точке максимального давления значительно отличается от такового в экспериментально установленной характеристике, что ограничивает область применения данного способа.

Преимущество рассмотренного способа по сравнению с полным трёхмерным численным моделированием установившегося течения в проточной части вентилятора состоит в том, что он пригоден для быстрой оценки характеристик при проектировании, если имеется заранее подготовленный набор данных о течении потока в решётках с различными геометрическими параметрами. Это поз-

воляет также применять его для разработки реверсивных вентиляторов, сопровождающейся оптимизационными расчётами.

Схема (3) требует значительно меньших вычислительных ресурсов, чем, например, расчёт с использованием трёхмерных конечных объёмов. Например, в [10] для расчёта характеристики потребовалось более 100000 объёмных элементов, что значительно больше, чем требуется для расчёта обтекания решётки в плоском случае.

Заключение

По результатам расчёта в программе ANSYS углов отклонения потока в плоских решётках, составленных из профилей ОВ-103 на различных радиусах, получены зависимости углов выхода потока и потерь давления в них при реверсивном обтекании.

Эти данные были использованы для определения аэродинамической характеристики реверсивного режима работы вентилятора. Для этого при различных значениях коэффициента расхода определялись распределения осевых скоростей на выходе из вентилятора с помощью численного решения уравнения радиального равновесия. Затем по этим распределениям и найденным для решёток зависимостям потерь давления определялись коэффициенты давления.

В результате были построены аэродинамические характеристики реверсивного режима. Показано, что рассмотренный способ позволяет точнее оценить аэродинамическую характеристику вентилятора при работе в реверсивном режиме, чем способ, в котором используются теоретические зависимости углов отклонения потока в решётке на среднем радиусе.

Благодарности

Работа выполнена в рамках проекта ФНИ номер гос. регистрации № 121052500147-6

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности “Правила безопасности в угольных шахтах”. Сер. 05. Вып. 40. — М.: ЗАО “Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности”, 2017. — 198 с.
2. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. М.: Недра, 1978 – 198 с.
3. Брусиловский И.В., Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
4. Левин Е.М. Эффективность реверсирования шахтных осевых вентиляторов изменением направления вращения. – Научные труды. М.: Изд-во Московского института радиоэлектроники и горной электромеханики, 1962 – с.125 – 135
5. Грехнёва Е.Ю. Разработка аэродинамических схем с s-образными лопатками рабочих колес для реверсивных, неповоротно-лопастных осевых вентиляторов: Диссертация кандидата технических наук — Новосибирск., 2012. – 132 с.
6. Косых П.В. К определению аэродинамической характеристики шахтного осевого вентилятора при работе в реверсивном режиме // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2021. Т. 2. № 3. С. 257-265.

7. Батурин О.В., Батурин Н.В., Матвеев В.Н. Расчет течений жидкости и газа с помощью универсального программного комплекса Fluent. Учеб. Пособие. – Самара.: Изд-во Самар. гос. аэро-косм. Ун-та, 2009. – 151 с.
8. Пугачев П.В. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных турбомашинах с использованием пакета ANSYS CFX: учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2016. – 120 с.
9. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1984 – 240 с.
10. Первухин Д.О., Косых П.В. Численное моделирование течения воздушного потока в шахтном осевом вентиляторе при реверсировании// Интерэкспо Гео-Сибирь. 2022. Т. 2. № 3. с. 257-264

© П. В. Косых, 2023