

СОЗДАНИЕ АДАПТИВНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ НА БАЗЕ МОДИФИЦИРОВАННОЙ АДДИТИВНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Николай Петрович Косарев¹,
Владимир Николаевич Макаров¹,
Николай Владимирович Макаров¹,
Кирилл Константинович Свиридов¹,
swiridow001@mail.ru
Александр Владимирович Угольников¹,
Александр Викторович Лифанов²

¹Уральский государственный горный университет
Россия, Екатеринбург
²ООО «НПК «ОйлГазМаш»
Россия, Московская область, Подольск

Дальнейшая интенсификация горных работ, применение инновационных технологий, обеспечивающих эффективную добычу и переработку минерального сырья, ограничены требованиями к системе аэрогазодинамической безопасности, одним из энергоемких элементов которой являются шахтные турбомашин, отличающиеся недостаточной адаптивностью и аэродинамической нагруженностью.

Цель. На базе теории присоединенных вихрей, методов конформного отображения и особых точек С. А. Чаплыгина разработать аддитивную математическую модель вращающейся круговой решетки аэрогазодинамических профилей со струйным управлением циркуляцией, сформулировать и решить задачу ее аэродинамического расчета, доказать единственность решения с точностью до константы.

Методика исследований. Показано, что условия Жуковского–Чаплыгина–Кутта применимы для расчета аэрогазодинамических профилей при условии отсутствия присоединенного вихря в задней угловой точке профиля. Получено уравнение для расчета циркуляции круговой решетки аэрогазодинамических профилей в функции от энергетических параметров источников и стоков вихревых камер. Установлено, что аэродинамическая связь полости турбомашин с вихревыми камерами, обуславливая зависимость энергетических параметров источником и стоков струйного управления от характеристик внешней сети, обеспечивает существенный рост адаптивности шахтных турбомашин.

Результаты. Модификация теории аэродинамического расчета круговых решеток аэрогазодинамических профилей и построение радиальных аэродинамических схем с повышенной адаптивностью позволили сформулировать качественно новое направление совершенствования шахтных радиальных турбомашин, принцип действия которых соответствует природоподобным технологиям преобразования и передачи энергии. Предложен способ увеличения давления, развиваемого шахтными турбомашин, их экономической эффективности и адаптивности за счет применения встроенных в лопатки рабочего колеса вихревых камер, выполняющих функции адаптивных струйных устройств управления циркуляцией.

Область применения. С использованием предложенной методики разработан прямоточный радиально-вихревой вентилятор ВРВП-12А для проветривания тупиковых выработок длиной до 3500 м.

Ключевые слова: шахтная турбомашин, адаптивность, аэродинамическая нагруженность, вихревая камера, струйное управление, источник, сток, циркуляция.

Введение
Конкуренция горных предприятий на глобальном рынке инновационного недропользования, рост производительности труда в сочетании с требованием обеспечения санитарно-гигиенической и аэрогазодинамической безопасности актуализируют задачу разработки методологии проектирования и создания природоподобных шахтных турбомашин, адекватно, экономически обоснованно создающих необходимые поля депрессий, реализующих концепцию оптимальной экотехнологии недропользования [1, 2].

Специфика конструкции шахтных радиальных турбомашин позволяет реализовать в них энергетические методы управления циркуляцией с использованием круговых решеток аэрогазодинамических профилей. При этом источник энергии аэрогазодинамических профилей – воздух полости высокого давления турбомашин [3, 4].

Взаимодействие потока воздуха с лопатками рабочего колеса турбомашин со встроенным устройством струйного управления циркуляцией осуществляется через устойчивую вихревую дорожку Кармана, т. е. адаптивную аэродинамическую систему вихрей, обеспечивающих восприимчивость турбомашин к изменениям внешней среды. Энергетические характеристики вихревой системы аэрогазодинамических профилей определяются не только геометрическими параметрами вихревой камеры и профилей лопаток, но и обратной связью их с характеристиками внешней сети, что, в сущности, и определяет повышенную адаптивность турбомашин.

На рис. 1 приведен защищенный патентом профиль лопатки 1 рабочего колеса турбомашин, во внутреннюю полость которого вписаны вихревые камеры 2, входные 3 и выходные 4, 5 каналы которых выполняют функции стоков и источников струйного управления циркуляцией скорости потока v вокруг профиля 1 [3].

Струи источников управляющего потока v_{ω} , энергетические параметры которых взаимосвязаны с характеристиками внешней сети (Q_c – расход воздуха, m^3/c^{-1} , P_c – депрессия, Па) замедляют, либо ускоряют скорость воздуха v_r на рабочей и тыльной поверхностях профиля лопатки 1 соответственно за счет эффекта Магнуса, изменяя циркуляцию воздуха вокруг него и, как результат, аэродинамическую характеристику турбомашин адаптивно к внешним условиям [3, 4].

Увеличение депрессии внешней сети P_c при заданном расходе воздуха Q_c за счет аэрогазодинамической связи внешней сети с межлопаточными каналами рабочего колеса вентилятора приводит к увеличению перепада давления между входными каналами 3 и выходными каналами 4, 5 вихревых камер 2, что способствует увеличению циркуляции вокруг профилей, т. е. увеличению давления, создаваемого вентилятором, и, как результат, обеспечивает стабилизацию расхода воздуха Q_c .

Классическая теория круговых решеток профилей базируется на теории дискретных вихрей, либо использует теорию конформных преобразований и не позволяет получить в общем виде комплексный потенциал течения в круговой

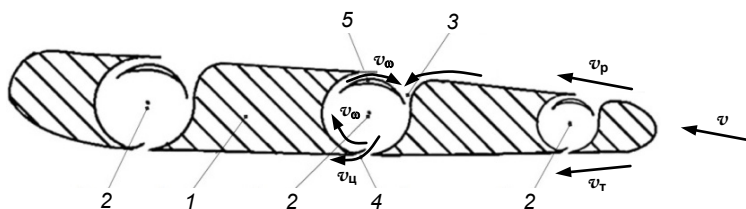


Рисунок 1. Профиль лопатки рабочего колеса шахтной турбомашины с вписанными в него вихревыми камерами.
Figure 1. Profile of the impeller blade of the mine turbomachine with swirl-chambers in it.

решетке аэрогазодинамических профилей со струйным управлением циркуляцией, установить зависимость между аэродинамическими характеристиками турбомашин и энергетическими параметрами источников и стоков [5–7].

В предлагаемой статье с учетом принципа аддитивности модернизирована математическая модель конформного построения канонического потенциала течения, позволяющая отображать многолистную риманову область круговой решетки аэрогазодинамических профилей со струйным управлением циркуляцией также на многолистную каноническую область, доказана его единственность и установлена математическая зависимость циркуляции круговой решетки аэрогазодинамических профилей от ее геометрических параметров и энергетических характеристик источников и стоков струйного управления циркуляцией.

Методология исследований

Согласно общей постановке задачи, в плоском случае обтекания круговой решетки с n_n профилями и n_n, n_c струями источников и стоков вихреисточников на каждом профиле ставится в соответствие $(n_n + n_c + 1) = (n + 1)$ -листный обтекаемый контур. На первом листе $(n + 1)$ -листной римановой поверхности находится предлагаемая круговая решетка аэрогазодинамических профилей, в вихревые камеры которых через входные и выходные каналы соответственно втекают и вытекают струи воздуха.

Примем, что на произвольном k -м листе ($k = 2, \dots, n + 1$) римановой поверхности реальный канал с вихревой камерой схематизирован струйным каналом со стенками, уходящими в одну бесконечно удаленную точку A_k . Исследования проведены в предположении, что профили круговой решетки имеют вид логарифмических спиралей, так как представляют собой линии тока, создаваемого вихреисточниками. Кроме того, считаем, что в области течения D_z на $(n + 1)$ -листной римановой поверхности течение безвихревое и стационарное, жидкость невесомая, несжимаемая, идеальная, константа Бернулли постоянна [8].

С учетом сказанного аэрогазодинамический профиль также будет представлять собой логарифмическую спираль. Используя принцип гидродинамической аналогии, аддитивности, осуществим конформное отображение внешности n_n -листной римановой поверхности деформированного круга в области D_{vy} на $(n + 1)$ -листную римановую поверхность D_z схематизированного контура круговой решетки аналитических профилей произвольной формы (рис. 2).

Установим, что при заданной геометрии n_n -листного контура круговой решетки n_n профилей, заданных расходах источников и стоков воздуха Q_{Ak} ($k = 1, \dots, n$) в условиях стационарного течения идеальной несжимаемой жидкости с постоянной константой Бернулли во всей области течения решение задачи обтекания единственное [8].

В [8, 9] доказано, что применение метода конформного отображения для рассмотрения аэродинамики изолированного плоского тела со струями приводит к необходимости конформного отображения многолистной односвязной области на однолиственную односвязную область, при этом можно руководствоваться теоремой Римана для односвязных областей.

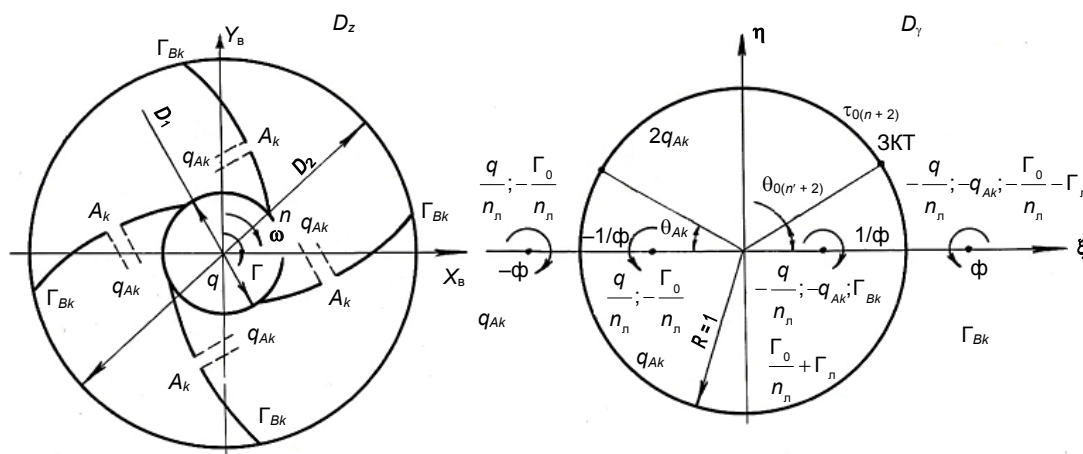


Рисунок 2. Принципиальная схема последовательности конформных преобразований n_n -листной области D_v в $(n + 1)$ -листную область D_z .
Figure 2. Layout diagram of a conformed transformation sequence n_n -valent zone D_v in $(n + 1)$ -valent zone D_z .

Для исследования аэродинамики круговой решетки n_n аэрогазодинамических профилей со струйным управлением циркуляцией необходимо осуществить конформное отображение многолистной односвязной области на такую же многолистную односвязную область, поскольку с учетом принципа аддитивности и гидродинамической аналогии аэрогазодинамический профиль может быть представлен совокупностью локальных присоединенных вихрей, имитирующих сочетание классического профиля, источников и стоков. Таким образом, для достижения единственности решения требуется однозначность n_n -отображений на круге единичного радиуса. Поскольку в круговой решетке аэрогазодинамические профили установлены с постоянным периодом, то для обеспечения однозначности отображения всей решетки выберем константы отображения таким образом, чтобы точки $z = 0$ и $z = \infty$ на области D_z перешли в две симметричные относительно начала координат точки $\gamma = \Phi$ и $\gamma = -\Phi$ на области D_γ . Формпараметр Φ характеризует исходную аэродинамическую нагруженность круговой решетки профилей, являясь гидродинамическим аналогом ее бесциркуляционного обтекания при нулевых расходах вихревых камер $Q_{Ak} = 0$, и определяется геометрическими параметрами круговой решетки профилей. В этом случае в точках Φ и $-\Phi$ области D_γ логарифмическая функция получает приращение $\pm 2\pi$, что соответствует переходу в следующий период круговой решетки [8, 10].

С учетом сказанного и графической модели, представленной на рис. 2, получим функцию комплексного отображения $Z(\gamma)$ в виде:

$$n_n \ln z = \ln \frac{(\gamma_1 + \Phi)}{(\gamma - \Phi)} + \exp(2i\beta_n + c) \ln \frac{(\gamma - \Phi_1^{-1} \exp(i\theta_1))}{(\gamma - \Phi_2^{-1} \exp(i\theta_2))};$$

где $z = re^{i\nu}$, $\gamma = ce^{i\theta}$ – комплексные координаты точек в областях D_z и D_γ соответственно; r, ν – радиус и полярный угол на плоскости z соответственно; ρ, θ – радиус и полярный угол на плоскости γ соответственно; Φ – формпараметр эквивалентной круговой решетки профилей в виде отрезков логарифмических спиралей; β_n – угол логарифмической спирали эквивалентной решетки профилей; $\gamma_1 = \Phi_1^{-1} \exp(i\theta_1)$, $\gamma_2 = \Phi_2^{-1} \exp(i\theta_2)$, $K_\Phi = \exp(2i\beta_n + c)$ – комплексные параметры, определяющие форму профиля исходной круговой решетки аналитических профилей. С учетом ограничений, накладываемых на понятие «аналитический профиль», точки γ_1, γ_2 могут быть расположены только внутри единичного круга области D_γ , при этом должно сохраняться направление обхода контура профиля в области D_z .

Особые точки отображения γ_{01}, γ_{02} определяем из условия нарушения конформности:

$$n_n z_0^{-1} \left(\frac{dz}{d\gamma} \right) = \frac{2\Phi}{(\gamma_0^2 - \Phi^2)} + \frac{\exp(2i\beta_n + c)(\gamma_1 - \gamma_2)}{(\gamma_0 - \gamma_1)(\gamma_0 - \gamma_2)},$$

из которого для γ_0^2 получаем уравнение

$$\gamma_0^2 - \left(\frac{2\Phi(\gamma_1 + \gamma_2) + \Phi \exp(2i\beta_n + c)(\gamma_1 - \gamma_2)}{\exp(2i\beta_n + c)(\gamma_1 - \gamma_2) - 2\Phi} \right) = 0. \tag{1}$$

Поскольку параметры $\Phi, \Phi_2, \theta_1, \theta_2, c, \beta_n$ определяют форму аналитического профиля круговой решетки, целесообразно задавать особые точки γ_{01}, γ_{02} и параметр K_Φ в составе исходных данных.

Учитывая сказанное и уравнение (1), получим систему двух уравнений для определения γ_1 и γ_2 [8]:

$$\gamma_2 + \frac{\Phi[2\gamma_{01}\gamma_{02} - K_\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02})]}{2\Phi - K_\Phi(\gamma_{01} - \gamma_{02})} - \frac{2\gamma_2[\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02}) - (\Phi^2 + \gamma_{01}\gamma_{02})K_\Phi]}{2\Phi - K_\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02})} = 0,$$

$$\gamma_1 = \frac{(\gamma_{01} + \gamma_{02})(K_\Phi\gamma_2 + 2\Phi) - 2\Phi\gamma_2}{K_\Phi(\gamma_{01} + \gamma_{02}) + 2\Phi},$$

С учетом, что линии тока от источника и стока вихревых камер представляют собой отрезки логарифмических спиралей так же, как и лопадки круговой решетки профилей, результирующее течение может быть получено методом наложения. Согласно методу особых точек С. А. Чаплыгина, особые точки течения в области D_γ находят соответствующее отражение в функции комплексного потенциала, подобно вычетам в интегралах Коши [8, 10].

Начало системы координат ρ, θ в плоскости D_γ выбрано в центре единичного круга, следовательно, конформные отображения $Z(\gamma)$ в точках $\gamma = \tau_{Ak} = \exp(i\theta_{Ak})$, $k = 1, \dots, n$, где $n = n_n + n_c$, соответствующих A_k -м каналам вихреисточников, расположатся источники и стоки с заданными расходами воздуха q_{Ak} в области, внешней к единичному кругу. Значение циркуляции по любой односвязной замкнутой линии, содержащей внутри себя круг единичного радиуса в области D_γ , в соответствии с теоремой Гельмгольца, в данном случае с учетом потока вытеснения, с точностью до константы равно циркуляции Γ вокруг $(n + 1)$ -листного контура круговой решетки профилей [8, 11].

При нулевых расходах вихреисточников через входные и выходные каналы вихревых камер в области D_γ приходим к известной задаче обтекания круга единичного радиуса циркуляционным неограниченным потоком. В этом случае комплексный потенциал течения $F_0[Z(\gamma)]$ имеет вид:

$$F_0 [z(\gamma)] = \varphi_0 [z(\gamma)] + i\psi_0 [z(\gamma)] = \frac{q \ln(\gamma + \Phi) \left(\gamma + \frac{1}{\Phi} \right)}{(\gamma - \Phi) \left(\gamma - \frac{1}{\Phi} \right)} - \frac{(\Gamma_0 - n_n \Gamma_n) i^{-1} \ln \left(\gamma - \frac{1}{\Phi} \right)}{\gamma - \Phi} - \frac{\Gamma_0 2\pi n_n}{i^{-1} \ln(\gamma + \Phi) \left(\gamma + \frac{1}{\Phi} \right)} + \int v'_b [z(\gamma)] d\gamma - \int \left[u'_\tau(z) \frac{dz}{d\gamma} \right] d\gamma,$$

где v'_b – касательная составляющая скорости потока вытеснения на единичной окружности в области D_γ , определяемая по известной функции $Z(\gamma)$ с помощью интеграла Пуассона; v'_b – касательная составляющая переносной скорости течения в плоскости Z ; q – коэффициент расхода источника, расположенного в центре круговой решетки аэрогазодинамических профилей в области D_z ; Γ_0 – интенсивность вихря (циркуляция), расположенного в центре круговой решетки профилей в области D_z при наличии предварительной закрутки потока на входе в круговую решетку; Γ_n – интенсивность вихря (циркуляция) вокруг профиля круговой решетки в плоскости D_z ; φ – функция потенциала течения в области D_γ ; Ψ – функция тока (линия тока) течения в области D_γ [8].

Дополнительный комплексный потенциал течения в области D_γ может быть определен с использованием свойств функций комплексного переменного и указанных закономерностей. Данная функция должна характеризовать наличие в соответствующих точках τ_{Ak} круга единичного радиуса области D_γ особенностей (источников, стоков, локальных вихрей), положения которых однозначно определяются точками расположения управляющих устройств на профилях круговой решетки области D_z , но в то же время соответствовать течению, линии тока которого представляет окружность единичного радиуса [12]. Таким требованиям удовлетворяет система особенностей, представленных на рис. 2.

После соответствующих преобразований с учетом рис. 2 получим:

$$F_{Ak}(\gamma) = f_{Ak}(\gamma) + i\psi_{Ak}(\gamma) = \pi^{-1} q_{Ak} \ln(\gamma - \tau_{Ak}) - 0,5\pi^{-1} \left[q_{Ak} \left(\ln(\gamma^2 - \Phi) + \right) q_{Ak} \ln \left(\gamma^2 - \frac{1}{\Phi^2} \right) \right].$$

С учетом принципа аддитивности общий вид комплексного потенциала $F [Z(\gamma)]$ течения вне круга единичного радиуса на n_n -листной римановой области D_γ запишем в виде:

$$F [z(\gamma)] = F_0 [z(\gamma)] + \sum_{k=1}^n F_{Ak}(\gamma) = F_0 [z(\gamma)] + \pi^{-1} \sum_{k=1}^n q_{Ak} \ln(\gamma - \tau_{Ak}) - 0,5\pi^{-1} q_{\Sigma A} \left[\ln(\gamma^2 - \Phi^2) + \ln \left(\gamma^2 - \frac{1}{\Phi^2} \right) \right], \quad (2)$$

где

$$\sum_{k=1}^n q_{Ak} = q_{\Sigma A}.$$

Построенное решение при заданных q, Γ_0, Γ_n , расходах q_{Ak} источников и стоков в точках τ_{Ak} является с точностью до константы единственным. Действительно, если положить, что решений два ($F_1 [Z(\gamma)], F_2 [Z(\gamma)]$) и рассмотреть функцию $\Delta(\gamma) = F_1 [Z(\gamma)] - F_2 [Z(\gamma)]$, можно увидеть, что эта функция – однозначная вне круга и что на круге и на бесконечности $\Delta(\gamma) = 0$. Отсюда по теореме единственности решения задачи Дирихле–Неймана должно быть $\Delta(\zeta) \equiv 0$, а значит, $F_1 [Z(\gamma)] - F_2 [Z(\gamma)] \equiv \text{const}$.

Учитывая единственность решения для функции $F [Z(\gamma)] = W(\gamma)$ и условия однозначности конформного отображения для заданного n_n -листного контура, получаем с точностью до константы единственное решение задачи обтекания $(n_n + 1)$ -листного контура круговой решетки аэрогазодинамических профилей с вихревым управлением циркуляцией [8]:

$$F(Z) = W [\gamma(Z)].$$

В соответствии с (2) получим формулу для комплексной скорости течения вне круга единичного радиуса n_n -листной римановой области D_γ :

$$\begin{aligned} \frac{dF}{d\gamma} &= 0,5\pi^{-1} n_n^{-1} (q + i\Gamma_0) \left((\gamma + \Phi)^{-1} - (\gamma - \Phi)^{-1} \right) - 0,5\pi^{-1} n_n^{-1} (q + i\Gamma_0) \left(\gamma + \Phi - (\gamma - \Phi)^{-1} \right) + \\ &+ \frac{(q - n_n q_{\Sigma A} + i\Gamma_0)}{2\pi n_n (\gamma + \Phi)} + \frac{(q - n_n q_{\Sigma A} + i\Gamma_0)}{2\pi n_n (\gamma + \Phi^{-1})} + \frac{(i n_n \Gamma_n - n_n q_{\Sigma A} - q - i\Gamma_0)}{2\pi n_n (\gamma + \Phi)} - \frac{(i n_n \Gamma_n + n_n q_{\Sigma A} + q - i\Gamma_0)}{2\pi n_n (\gamma + \Phi^{-1})} + \\ &+ \frac{\pi^{-1} \sum_{k=1}^n q_{Ak}}{(\gamma - \tau_{Ak})} + v'_b(\gamma) - u'_\tau [z(\gamma)] \frac{ds}{d\gamma}. \end{aligned}$$

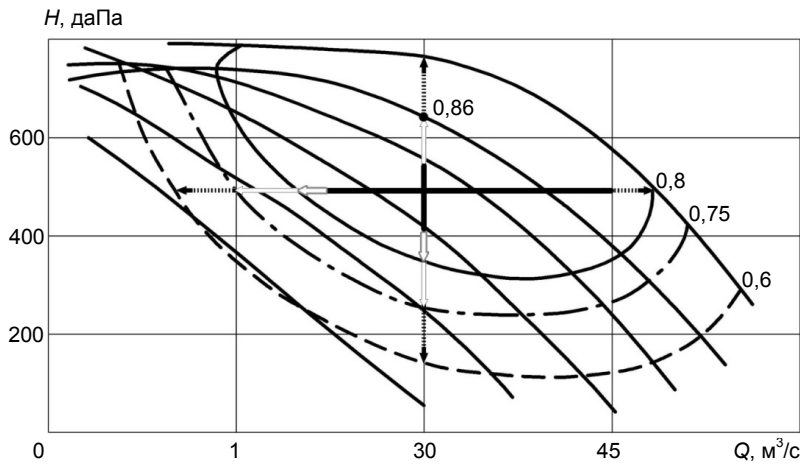


Рисунок 3. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВРВП-12А с радиальным энергетическим регулятором.
 Figure 3. Aerodynamic characteristics of the VRVP-12A fan with a radial power regulator.

С учетом свойства сопряженности, постулата Жуковского–Чаплыгина–Кутта при отсутствии вихреисточника в точке τ_{Ak} при $k = (n + 2)$ формула для расчета циркуляции Γ_n примет вид:

$$\Gamma_n = -4q \left[1 + (\Phi^2 - 1) \left(\Phi^2 + 2 \cos \theta_{0(n+2)} + 1 \right) \right] - \frac{\Phi (\Phi^2 + 1) \sin \theta_{0(n+2)}}{n (\Phi^2 - 1) \left(\Phi^2 + 2 \Phi \cos \theta_{0(n+2)} + 1 \right)} - \frac{(2\pi v'_{v(n+2)}) (\Phi^2 - 2 \Phi \cos \theta_{0(n+2)} + 1)}{(\Phi^2 - 1)} - \frac{4\Gamma_0 \Phi \cos \theta_{0(n+2)}}{n (\Phi^2 + 2 \Phi \cos \theta_{0(n+2)} + 1)} + \frac{\Phi \sin \theta_{0(n+2)} \sum_{k=1}^n q_{Ak}}{1 - \cos(\theta_{Ak} - \theta_{0(n+2)})}. \tag{3}$$

Результаты исследований

Полученная аддитивная математическая модель позволяет сделать фундаментальный вывод о том, что в условиях заданного режима течения в круговой решетке аэрогазодинамических профилей с источниками и стоками при выполнении условия Жуковского–Чаплыгина–Кутта изменение энергетических параметров вихреисточников через их струйные каналы не меняет положения на контуре аэрогазодинамического профиля точек ветвления, при этом передняя критическая точка $(n + 1)$ будет перемещаться по его контуру, а изменение циркуляции будет соответствовать уравнению (3).

Полученные уравнения позволяют в обобщенном виде описать аэродинамику обтекания широкого класса круговых решеток аэрогазодинамических профилей с источниками и стоками, установить характерные закономерности данного класса потенциальных течений [14, 15].

Дополнительная циркуляция, обусловленная адаптивными вихрями, создаваемыми системой струйного управления, определяется расходом источников и стоков вихревых камер q_{Ak} , их положением θ_{Ak} , положением задней угловой точки профиля $\theta_{0(n+2)}$ и формпараметром круговой решетки профилей Φ , при этом расход $q_{Ak}(P_c, Q_c)$ адаптивно взаимосвязан с аэродинамическим сопротивлением внешней сети:

$$\Delta \Gamma_{Ak}(P_c, Q_c) = \sum_{k=1}^n q_{Ak}(P_c, Q_c) \frac{\Phi \sin \theta_{0(n+2)}}{1 - \cos(\theta_{Ak} - \theta_{0(n+2)})}.$$

Таким образом, источники и стоки струйного управления циркуляцией не только увеличивают аэродинамическую нагруженность турбомашин, но и способствуют существенному росту их адаптивности, т. е. изменению аэродинамических параметров адекватно изменениям внешней среды с обеспечением максимальной функциональной и экономической эффективности.

Область применения

С использованием модифицированной аддитивной математической модели разработан инженерный метод расчета радиально-вихревых аэродинамических схем. В соответствии с динамикой изменения вентиляционных режимов тупиковых выработок длиной более 1500 м спроектирована радиально-вихревая аэродинамическая схема Ц140-24. На базе данной аэродинамической схемы спроектирован прямоточный радиально-вихревой вентилятор ВРВП-12А. Прототип радиального вихревого прямоточного вентилятора ВРВП-12А успешно прошел испытания в сертифицированной лаборатории «СМК-центр» и в настоящее время проходит эксплуатационные испытания на расчетные показатели надежности и долговечности в ООО «УЗПК». Технические параметры ВРВП-12А по результатам испытаний отличаются от расчетных, полученных в соответствии с предложенной математической моделью на 8–11 %, что подтверждает их достаточную достоверность. Испытания прототипа вентилятора ВРВП-12А показали увеличение глубины экономичного регулирования, т. е. адаптивности на 75 %, полного давления на 25 % и снижение удельного энергопотребления на 37 % по сравнению с наиболее совершенным вентилятором местного проветривания ВМЭВВ-12 (рис. 3).

Выводы

Предложенная графоаналитическая модель круговой решетки аэрогазодинамических профилей с источниками и стоками струйного управления циркуляцией позволяет производить аэродинамический расчет параметров шахтных турбомашин запатентованной конструкции, обеспечивающих существенный рост их адаптивности и аэродинамической нагруженности.

Аэродинамическая связь вихревых камер струйного управления циркуляцией с характеристиками внешней сети обеспечивает рост адаптивности шахтных радиальных турбомашин на 75 %, полного давления на 25 % и позволяет в сочетании с газоотсасывающими вентиляторами повысить нагрузку на очистной забой в газообильных угольных шахтах до 35 тыс. т в сутки.

Испытания прототипа ВРВП-12А с радиальным энергетическим регулятором подтвердили достаточную достоверность предложенной аддитивной математической модели, возможность создания шахтных радиальных регуляторов нового поколения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Wang H. L., Xi G., Li J. Y. and Yuan M. J. Effect of the Tip Clearance Variation on the Performance of a Centrifugal Compressor with Considering Impeller Deformation // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power And Energy. 2011. Vol. 225. P. 1143–1155.
2. Oh J. S., Buckley C. W. and Agrawal G. L. Numerical Study on the Effects of Blade Lean on High-Pressure Centrifugal Impeller Performance // ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition (Vancouver, BC, Canada, 6–10 June 2011). N. Y.: ASME, 2011. P. 1957–1969.
3. Косарев Н. П., Макаров Н. В., Макаров В. Н. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин радиального типа: пат. 2543638 Рос. Федерация. Опубл. 10.03.15. Бюл. № 7.
4. Mishuris G., Plakhov A. Magnus effect and dynamics of a spinning disc in a rarefied medium // Archives of Mechanics. 2009. Vol. 61, no. 5. P. 391–416.
5. Rossow V. J. Lift enhancement by an externally trapped vortex. J. Aircraft. 1978. Vol. 15, No. 9. P. 618–625. DOI 10.2514/3.58416.
6. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel Optimization of the Splitter Blade Profile in the Impeller of a Centrifugal Compressor // Scientia Iranica. 2017. Vol. 24. P. 707–714.
7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978. 736 с.
8. Makarov V. N., Davydov S. Ya. Theoretical basis for increasing ventilation efficiency in technological processes at industrial enterprises // Refractories and Industrial Ceramics. 2015. № 2. С. 103–106. DOI 10.1007/s11148-015-9791-7.
9. Malmuth N. D., Murphy W. D., Shankar V., Cole J. D., Cumberbatch E. Studies of upper surface blown airfoils in incompressible and transonic flows / 18th Aerospace Sciences Meeting, Aerospace Sciences Meetings. 1980. No. 18. P. 14–16. DOI 10.2514/6.1980-270.
10. Mao Y. F. Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. PhD Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016. (In Chinese).
11. Zangeneh M., Amarel N., Daneshkhah K. and Krain H. Optimization of 6.2: 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor Impeller by 3D Inverse Design // ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition (Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June 2011). N. Y.: ASME, 2011. P. 2167–2177.
12. Bonaiuti D. and Zangeneh M. On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades // Journal of Turbomachinery. 2009. Vol. 131. P. 1–16.
13. Gu C. W., Chen L., Wu P. and Dai R. Design and Optimization for Centrifugal Impeller S2 Streamsheet Based on Circulation Profile // Fluid Machinery. 2013. Vol. 41. P. 24–28. (In Chinese)
14. Torshizi S. A. M., Benisi A. H. and Durali M. Numerical Optimization and Manufacturing of the Impeller of a Centrifugal Compressor by Variation of Splitter Blades // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Seoul, 13–17 June 2016). N. Y.: ASME, 2016. С. 1–7.
15. Kim S., Park J., Ahn K. and Baek J. Numerical Investigation and Validation of the Optimization of a Centrifugal Compressor Using a Response Surface Method // Journal of Power & Energy. 2010. Vol. 224. P. 251–259.

Статья поступила в редакцию 2 марта 2018 г.

Development of adjustable fans for local ventilation on the basis of a modified additive mathematical model

Nikolay Petrovich Kosarev¹,
 Vladimir Nikolaevich Makarov¹,
 Nikolay Vladimirovich Makarov¹,
 Kirill Konstantinovich Sviridov¹,
 swiridow001@mail.ru
 Aleksandr Vladimirovich Ugol'nikov¹,
 Aleksandr Vladimirovich Lifanov²

¹Ural State Mining University
 Ekaterinburg, Russia
²ООО NPK OilGazMash
 Moscow region, Podolsk, Russia

Further stimulation of mining operations, application of innovative technologies that ensure efficient extraction and processing of mineral raw materials are limited by requirements for an aerogas dynamics safety system, one of the energy-intensive elements of which are mine turbo-machines; they are characterized by inadequate adaptability and aerodynamic loading.

Purpose. On the basis of the theory of bound vortex, conformal mapping method and singularity method by S.A. Chaplygin, there is an aim to develop an additive mathematical model of a rotating circular grating of aerogas dynamics profiles with fluid control of circulation, to formulate and solve the problem of its aerodynamic calculation, to prove the uniqueness of the solution up to a constant.

Methods of research. It is shown that the terms of Zhukovsky-Chaplygin-Kutta are applicable to the calculation of airgas-dynamic profiles provided that there is no attached vortex at the rear salient point of the profile. An equation is derived for calculating the circulation of the circular grating of aerogas dynamics profiles as functions of the energy parameters of the sources and sinks of the swirl-chambers. It is established that the aerodynamic coupling of the cavity of the turbo-machine with swirl-chambers, causing the dependence of the energy parameters of the source and sinks of fluid control on the characteristics of the external network, provides a significant increase in the adaptability of mine turbo-machines.

Results. Modification of the theory of aerodynamic calculation of circular gratings of aerogas dynamic profiles and formation of radial aerodynamic schemes with increased adaptivity made it possible to formulate a qualitatively new direction for improving mine radial turbo-machines. Their operating principle corresponds to nature-like technologies of energy conversion and transmission. The method is proposed for increasing the pressure developed by mine turbo-machines, their economic efficiency and adaptability through the use of swirl-chambers integrated in the impeller blades, which perform the functions of adjustable fluidic device for circulation control.

Application area. With the use of the proposed method, a direct-flow radial-vortex fan VRVP-12A was developed for aeration of blind workings up to 3500 m long.

Keywords: mine turbomachine, adjustability, aerodynamic loading, swirl-chamber, fluid control, source, sink, circulation.

REFERENCES

1. Wang H. L., Xi G., Li J. Y. and Yuan M. J. 2011, Effect of the Tip Clearance Variation on the Performance of a Centrifugal Compressor with Considering Impeller Deformation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power And Energy*, vol. 225, pp. 1143–1155.
2. Oh J. S., Buckley C. W. and Agrawal G. L. 2011, Numerical Study on the Effects of Blade Lean on High-Pressure Centrifugal Impeller Performance. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition (Vancouver, BC, Canada, 6–10 June 2011). N. Y., pp. 1957–1969.
3. Kosarev N. P., Makarov N. V., Makarov V. N. 2015. *Sposob povysheniya davleniya i ekonomichnosti lopastnykh turbomashin radial'nogo tipa* [Method for increasing the pressure and economy of a radial-type blade-type turbomachinery]. Patent RF no. 2543638.
4. Mishuris G., Plakhov A. 2009, Magnus effect and dynamics of a spinning disc in a rarefied medium. *Archives of Mechanics*, vol. 61, no. 5, pp. 391–416.
5. Rossow V. J. 1978, Lift enhancement by an externally trapped vortex. *Journal of Aircraft*, vol. 15, no. 9, pp. 618–625. DOI 10.2514/3.58416.
6. Torshizi S. A. M., Benisi A. H. and Durali M. 2017, Multilevel Optimization of the Splitter Blade Profile in the Impeller of a Centrifugal Compressor. *Scientia Iranica*, vol. 24, pp. 707–714.
7. Loitsyansky L. G. 1978, *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of fluid and gas]. Moscow, 736 p.
8. Makarov V. N., Davydov S. Ya. 2015, Theoretical basis for increasing ventilation efficiency in technological processes at industrial enterprises. *Refractories and Industrial Ceramics*, no. 2, pp. 103–106. DOI 10.1007/s11148-015-9791-7.
9. Malmuth N. D., Murphy W. D., Shankar V., Cole J. D., Cumberbatch E. 1980, Studies of upper surface blown airfoils in incompressible and transonic flows. 18th Aerospace Sciences Meeting, Aerospace Sciences Meetings, no. 18, pp. 14–16. DOI 10.2514/6.1980-270.
10. Mao Y. F. 2016, Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. PhD. Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an. (In Chinese)
11. Zangeneh M., Amarel N., Daneshkhah K. and Krain H. 2011, Optimization of 6.2: 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor Impeller by 3D Inverse Design. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition (Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June 2011). N. Y., pp. 2167–2177.
12. Bonaiuti D. and Zangeneh M. 2009, On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades. *Journal of Turbomachinery*, vol. 131, pp. 1–16.
13. Gu C. W., Chen L., Wu P. and Dai R. 2013, Design and Optimization for Centrifugal Impeller S2 Streamsheet Based on Circulation Profile. *Fluid Machinery*, vol. 41, pp. 24–28. (In Chinese)
14. Torshizi S. A. M., Benisi A. H. and Durali M. 2016, Numerical Optimization and Manufacturing of the Impeller of a Centrifugal Compressor by Variation of Splitter Blades. ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (Seoul, 13–17 June 2016). N. Y., pp. 1–7.
15. Kim S., Park J., Ahn K. and Baek J. 2010, Numerical Investigation and Validation of the Optimization of a Centrifugal Compressor Using a Response Surface Method. *Journal of Power & Energy*, vol. 224, pp. 251–259.

The article was received on March 2, 2018