ГОРНАЯ МЕХАНИКА. ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ТРАНСПОРТ

УДК 622.44 DOI: 10.21440/0536-1028-2021-8-45-54

Оптимизация параметров вентиляторных установок аппаратов воздушного охлаждения газа

Косарев Н. П.1*, Макаров В. Н.1, Угольников А. В.1, Бельских А. М.1

1 Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*e-mail: ugolnikov@yandex.ru

Реферат

Актуальность. В статье установлена целесообразность использования осевых вентиляторных установок большой быстроходности по аэродинамическим схемам с одним рабочим колесом для аппаратов воздушного охлаждения газа.

Цель и методы работы. С использованием математического анализа основных закономерностей осевых турбомашин получены уравнения для коэффициента полезного действия вентиляторной установки и вентилятора в зависимости от кинематических параметров потока и геометрических параметров вентиляторной установки.

Результаты. На базе теории оптимизации получены формулы для максимальных значений коэффициента полезного действия вентилятора и вентиляторной установки различной удельной быстроходности в зависимости от коэффициента расходной скорости и относительного диаметра втулки рабочего колеса. Предложена методика построения аэродинамических схем осевых вентиляторных установок для аппаратов воздушного охлаждения газа типа «К» с предельными максимальными значениями коэффициента полезного действия для заданных значений удельной быстроходности, относительного диаметра втулки рабочего колеса, аэродинамического качества профилей рабочего колеса, коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части, коэффициента расходной скорости. Показана возможность создания вентиляторной установки с быстроходностью более 400 и экономичностью не менее 0,86.

Ключевые слова: вентиляторная установка; проточная часть; входные элементы; выходные элементы; коэффициент полезного действия; удельная быстроходность; коэффициент аэродинамического качества; коэффициент аэродинамического сопротивления.

Введение. Для снижения температуры рабочей среды многих технологических процессов, в том числе и при перемещении газа в магистральных газопроводах, применяются аппараты воздушного охлаждения (АВО), в которых избыточная теплота от протекающего по оребренным трубам рабочего тела удаляется с помощью принудительного движения окружающего воздуха, подаваемого с помощью вентиляторных установок [1]. Применение АВО позволяет решить ряд актуальных хозяйственных задач, уменьшив водопотребление на технические цели, загрязнение водоемов и почв, обеспечить жесткие требования экологии. Однако недостаточная эффективность теплообмена воздух-газ требует больших поверхностей для обеспечения требуемого отвода тепла в силу низких теплофизических свойств воздуха, обуславливающих малое значение коэффициента теплоотдачи. В связи с этим АВО отличаются большими расходами охлаждающего воздуха и высокой удельной металлоемкостью. По этой причине актуальна задача повышения экономической эффективности вентиляторных установок, технического уровня и конкурентоспособности отечественных АВО [2-5]. Для решения этой задачи большое значение приобретают исследования и создание высокоэкономичных адаптивных осевых вентиляторных установок, применяемых в АВО. Особенность этих вентиляторных установок заключается в высоких значениях удельной быстроходности, т. е. малой

внутренней энергии перемещаемого воздуха при больших его расходах. Специфика осевых вентиляторных установок накладывает определенные особенности на методики их проектирования и оптимизации параметров, поскольку на первый план выходит жесткое требование к аэродинамическому качеству профилей лопаток рабочих колес и проточной части. Определяющим фактором, влияющим на выбор параметров аэродинамической схемы вентиляторов для АВО, является величина коэффициента полезного действия (КПД) и его изменение в зависимости от вариации атмосферных условий и интенсивности теплоотдачи АВО. При этом, в отличие от вентиляторных установок других типов, при проектировании вентиляторных установок для АВО необходимо рассчитывать их параметры с учетом входных и выходных элементов проточной части, т. е. рассматривать КПД вентиляторной установки в целом [5, 6]. Из анализа материалов, приведенных в [7, 8], при заданных коэффициенте теоретического давления у, коэффициенте аэродинамических потерь проточной части вентиляторной установки ξ и коэффициенте качества профилей решетки рабочего колеса k на заданном среднем радиусе r КПД вентиляторной установки является функцией коэффициента среднерасходной скорости ф. Кроме того, при заданном коэффициенте теоретического давления ф, значение среднерасходной скорости ф определяет поле скоростей и нагруженность профилей решетки рабочего колеса. Следовательно, от указанных параметров зависят густота решетки профилей рабочего колеса т, суммарная ширина лопаток, осевые, радиальные габариты и масса вентиляторной установки.

Таким образом, изменяя величину среднерасходной скорости ϕ можно определять максимально возможные значения КПД вентиляторной установки, ее габариты и массу в зависимости от удельной быстроходности. Решение этой задачи наиболее принципиально именно для вентиляторов с большой удельной быстроходностью, которые выполняются исключительно по схеме «К», т. е. с одним рабочем колесом, без входного и выходного направляющих аппаратов, применение которых при удельной быстроходности $n_{\rm y} \ge 400$ приводит к ухудшению массовых габаритных характеристик и экономичности.

Постановка задачи, характеристика и методы. Решение задачи определения оптимальных параметров вентиляторных установок большой удельной быстроходности для ABO в статье выполнено в два последовательных этапа, с использованием математического приема поиска области локальных максимумов многопараметрической задачи с последующим определением предельных значений параметров в этой области. На первом этапе построена математическая модель определения локальных значений параметров, обеспечивающих наибольшую экономичность вентиляторных установок с большой быстроходностью. Она позволит определить абсолютный локальный максимум КПД вентиляторных установок различных аэродинамических схем с большой удельной быстроходностью. На втором этапе выявлено наиболее рациональное предельное сочетание расчетных параметров, при котором достигается наибольшая экономическая эффективность вентиляторных установок и, соответственно, наиболее рациональный диапазон значений удельной быстроходности для режимов максимального КПД вентиляторных установок в сочетании с относительным диаметром втулки.

Математическое моделирование. Для построения математической модели, определяющей оптимальные локальные значения среднерасходной скорости вентилятора ϕ_{opt} , и вентиляторной установки ϕ_{vopt} , необходимо решить два уравнения:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \phi} = 0; \qquad \frac{\partial \eta_y}{\partial \phi} = 0, \tag{1}$$

где $\eta,\,\eta_v$ – КПД вентилятора и вентиляторной установки соответственно.

Выражение для КПД вентилятора и вентиляторной установки получим после соответствующих преобразований с учетом [7, 9] для переменных значений удельной быстроходности в виде:

$$\eta_{y} = 1 - \frac{\varphi^{2} + \varphi_{\text{opt}}^{2}}{\varphi^{2}kr} - \frac{182,7}{n_{y}^{4/3}} \ln \frac{v}{1 - v^{2}} \varphi^{2/3} - 1,37 \cdot 10^{-3} n_{y}^{4/3} \xi \varphi^{4/3};$$

$$\eta = 1 - \frac{\varphi^{2} + \varphi_{\text{opt}}^{2}}{\varphi^{2}kr} - \frac{182,7}{n_{y}^{4/3}} \ln \frac{v}{1 - v^{2}} \varphi^{2/3},$$
(2)

где v – относительный диаметр втулки рабочего колеса.

Первое из уравнений (1) с учетом (2) дает величину оптимального значения среднерасходной скорости для вентилятора ϕ_{opt} при $\xi=0$. Второе уравнение из формулы (1) определяет оптимальную величину среднерасходной скорости ϕ_{yopt} для вентиляторной установки при $\xi>0$.

Уравнение для оптимальной локальной величины коэффициента среднерасходной скорости для вентилятора по схеме «К» без меридионального ускорения потока, используя формулу (2) для КПД вентилятора и приняв ϕ_2 за среднерасходную скорость на выходе из рабочего колеса, получим в виде:

$$\frac{121.8}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1 - v^2} \varphi_{2\text{opt}}^{-1/3} + \frac{\varphi_{2\text{yopt}}^2 - \varphi_{2\text{opt}}^2}{k} = 0.$$
 (3)

Уравнение для оптимальной величины коэффициента среднерасходной скорости вентиляторной установки, используя формулу (2) для КПД по схеме «К» и приняв ϕ_{2y} за среднерасходную скорость на выходе из рабочего колеса, получим в виде:

$$\frac{121.8}{n_{v}^{4/3}} \ln \frac{v}{1 - v^{2}} \varphi_{2\text{yopt}}^{-1/3} - 183 \cdot 10^{-3} \xi n_{y}^{4/3} \varphi_{2\text{yopt}}^{1/3} + \frac{\varphi_{2\text{yopt}}^{2} - \varphi_{2\text{opt}}^{2}}{k} = 0.$$
 (4)

Уравнение (4) для оптимальной локальной величины коэффициента осевой скорости вентилятора $\phi_{2\text{opt}}$ получено при условии независимости коэффициента аэродинамического качества профилей решетки k от коэффициента осевой скорости ϕ_2 . При учете зависимости $k = f\left(\phi_2\right) = k_0 + \left(2\delta k/\phi_2\right) = k_0 + \Delta k$ уравнение (4) можно представить в виде:

$$\varphi_{\text{2opt}}^k = \varphi_{\text{2opt}} \sqrt{1 + \overline{\Delta k}}, \qquad (5)$$

где $\overline{\Delta k} = \Delta k \, / \, k_0$; δk , k_0 — диапазон изменения коэффициента аэродинамического качества профилей рабочих колес в диапазон $\phi_{2\text{max}} - \phi_{2\text{min}}$ и его значения для $\phi_2 = \phi_{2\text{opt}}$.

Из анализа уравнений (3), (5) видно, что выбором величин $\phi_{2\text{opt}}$ и $\phi_{2\text{yopt}}$ можно влиять на КПД вентилятора и вентиляторной установки, а также на их габариты и массу в зависимости от величины удельной быстроходности.

Максимальное локальное значение КПД вентилятора с учетом [7, 8] при $\phi_2 = \phi_{2\text{opt}}$ и $\xi = 0$ получим в виде:

$$\eta_{\text{max}} = 1 - \frac{2\phi_{\text{2opt}}}{k} - \frac{182,7}{n_{\text{v}}^{4/3}} \ln \frac{v}{1 - v^2} \phi_{\text{2opt}}^{2/3}.$$
 (6)

Максимальное локальное значение КПД вентиляторной установки при $\phi_{2v} = \phi_{2vont}$ и $\xi > 0$ получим в виде:

$$\eta_{y \max} = 1 - \frac{2\phi_{2 \text{yopt}}}{k} - 4,1 \cdot 10^{-3} \xi \, n_y^{4/3} \phi_{2 \text{yopt}}^{4/3} - \frac{182,7}{n_v^{4/3}} \ln \frac{v}{1 - v^2} \phi_{2 \text{opt}}^{2/3}. \tag{7}$$

Таким образом, максимальное значение КПД вентиляторной установки является функцией кинематических параметров φ_2 , n_y и геометрических параметров, определяющих коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части ξ . После соответствующих преобразований с учетом формул (3)–(7) уравнение снижения КПД вентиляторной установки при отклонении ее режима работы от оптимального $\varphi_{2y} \neq \varphi_{2\text{vopt}}$ можно получить в следующем виде:

$$\Delta n_{y} = 4.1 \cdot 10^{-3} \frac{\left(\varphi_{2} - \varphi_{2\text{yopt}}\right)}{\varphi_{2}} \left[\frac{1}{k} + \xi n_{y}^{4/3} \left(\frac{2\varphi_{2\text{yopt}}}{\varphi_{2}^{2/3}} + \varphi_{2}^{4/3} \right) \right]. \tag{8}$$

Из уравнений (5)–(7) видно, что при разработке вентиляторов с большой быстроходностью необходимо особое внимание уделять аэродинамическому качеству профилей рабочих колес и проточной части.

Существенное значение для экономичности вентиляторных установок имеет величина остаточной закрутки потока за рабочим колесом, поскольку представляет собой аэродинамические потери энергии. Для вентиляторных установок с одним рабочим колесом, выполненных по аэродинамической схеме «К», величину относительной остаточной закрутки потока \overline{C}_{2u} после соответствующих преобразований можно представить в виде:

$$\overline{C}_{2uopt} = \frac{274 \cdot \varphi_2^{2/3}}{n_y^{4/3}} \cdot \varphi_{2yopt}.$$
 (9)

Из анализа формулы (9) видно, что с увеличением быстроходности снижается локальное отрицательное влияние остаточной закрутки, что обусловлено уменьшением удельной потенциальной энергии потока, перемещаемого вентиляторной установкой.

Диаметр и окружную скорость вентиляторной установки для достижения локальных максимумов определяют исходя из минимально потребляемой мощности. Подставив в уравнение для КПД (6) расход и давление вентиляторной установки, можно получить в общем виде функцию, устанавливающую взаимозависимость КПД вентиляторной установки, ее подачу Q, коэффициент аэродинамического качества профилей, коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части, относительный диаметр втулки рабочего колеса и диаметр рабочего колеса $Df(Q, n_y, k, \xi, \eta, D, u, \eta_y) = 0$. При заданных значениях расхода и давления вентиляторной установки известна ее удельная быстроходность. Таким образом, при данных значениях n_y , k, ξ можно найти локальные оптимальные значения окружной скорости $u_{\rm opt}$ вращения рабочего колеса и его диаметра $D_{\rm opt}$,

соответствующие максимальному КПД вентиляторной установки. Потребляемая мощность при этом будет соответствовать минимальному значению. Аналитическое решение данной задачи весьма сложно, по этой причине в данном случае она решается в два этапа.

На втором этапе при заданных значениях параметров $\eta_{\rm v}$, $\phi_{\rm y}$, v для повышения экономической эффективности вентиляторных установок большой быстроходности оптимизируют геометрию профилей лопаток рабочего колеса, закон закрутки и густоту решетки по радиусу, кривизну профилей [3, 10, 11]. Профилирование лопаток рабочего колеса, основанное на теоретических характеристиках и результатах испытаний решеток, не всегда может быть оптимальным, но даже если эти величины выбраны правильно, т. е. на расчетном режиме отсутствует отрывное вихреобразование, при других, более оптимальных сочетаниях параметров может произойти некоторое повышение КПД, обеспечивающее запас по аэродинамическому сопротивлению до режима максимального давления [12, 13].

Результаты и обсуждение. В статье задача поставлена таким образом, чтобы установить предельные сочетания параметров $\eta_{v}, \, \phi_{v}, \, v, \,$ при которых однозначно будет иметь место безотрывное обтекание, т. е. такое сочетание параметров, при котором существенно повлиять на их величину профилированием практически не представляется возможным. Для построения вентиляторной установки, обеспечивающей при заданных параметрах наибольшую экономическую эффективность, необходимо добиваться минимальных потерь энергии в проточной части, максимального аэродинамического качества профилей лопаток рабочего колеса, оптимальной остаточной циркуляции на выходе из рабочего колеса, наибольшей равномерности поля скоростей при входе на теплообменники воздушного охлаждения (ТВО) [10, 13–15]. Многочисленные исследования по определению оптимальных и предельных значений дают возможность замкнуть задачу выбора расчетных параметров. Очень важно, что указанное позволяет для каждого типа аэродинамической схемы вентиляторной установки определить диапазон значений удельной быстроходности, соответствующий режимам максимального КПД при различных значениях относительного диаметра втулки. Связь расчетных параметров с величиной удельной быстроходности имеет большое значение, поскольку она практически известна по заданным параметрам: давлению, производительности вентиляторной установки, частоте вращения рабочего колеса. Замыкание задачи определения расчетных параметров осуществляется методом последовательных приближений для различных аэродинамических схем. После чего полученные параметры сравнивают для различных значений относительного диаметра втулки. Поскольку известны величины относительной быстроходности, коэффициента подачи давления и относительного диаметра втулки рабочего колеса, может быть рассчитан КПД вентиляторной установки с различными значениями коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части. Обработка результатов позволяет построить зависимость предельных максимальных значений КПД вентилятора и вентиляторной установки, удельной быстроходности, коэффициента давления при различных значениях относительного диаметра втулки и коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части для разных схем вентилятора. При этом для обеспечения максимальной эффективности аппаратов воздушного охлаждения необходимо в качестве известной величины принимать оптимальные значения остаточной закрутки потока на выходе из рабочего колеса. Каждому расчетному значению коэффициента расходной скорости при данной удельной быстроходности соответствует наибольшее допустимое значение относительного диаметра втулки рабочего колеса. При заданных расчетных значениях удельной быстроходности, коэффициента расходной скорости, относительного диаметра втулки при разных значениях коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части существуют предельно возможные значения КПД. По этой причине для вентиляторных установок используемых в АВО, принципиальное значение имеет снижение коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части и повышение аэродинамического качества профилей лопаток рабочих колес для создания высокоэкономичных вентиляторных установок с минимально возможными габаритно-массовыми характеристиками.

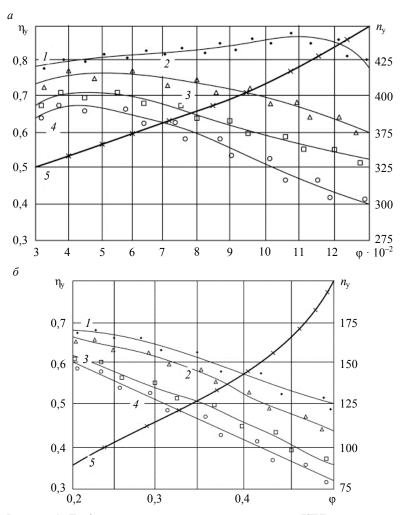


Рисунок 1. График зависимости предельных значений КПД вентилятора, вентиляторной установки и удельной быстроходности от коэффициента расходной скорости при:

 $a-v=0.28; \ \delta-v=0.45; \ I-\zeta=0; \ 2-\zeta=0.4; \ 3-\zeta=0.8; \ 4-\zeta=1.2$ Figure 1. A graph describing the dependency of fan efficiency factor limiting values, fan system, and specific speed on the flow coefficient under: $a-v=0.28; \ \delta-v=0.45; \ I-\zeta=0; \ 2-\zeta=0.4; \ 3-\zeta=0.8; \ 4-\zeta=1.2$

На рис. 1 приведена зависимость предельных значений КПД вентилятора и вентиляторной установки для различных значений коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части от коэффициента расходной скорости.

Из анализа рис. 1 видно, что каждому значению удельной быстроходности и относительного диаметра втулки рабочего колеса соответствует оптимальный коэффициент расходной скорости, при котором достигается предельное макси-

мальное значение КПД вентиляторной установки с конкретным значением коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части вентиляторной установки по аэродинамической схеме с одним рабочем колесом k. Причем чем больше коэффициент аэродинамического сопротивления проточной части, тем меньше оптимальный коэффициент расходной скорости и оптимальная удельная быстроходность, что неизбежно приводит к увеличению коэффициента давления вентиляторной установки.

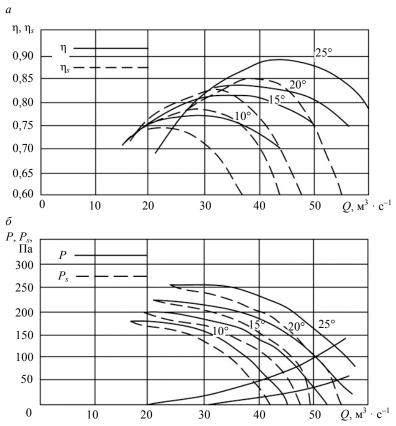


Рисунок 2. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки OГМ.ВУ 2,5-0,6К4:

a – зависимость статического и полного КПД η , η , от подачи Q, $\mathbf{m}^3 \cdot \mathbf{c}^{-1}$; δ – зависимость статического и полного давления P, P_3 , Па от подачи Q, $\mathbf{m}^3 \cdot \mathbf{c}^{-1}$ Figure 2. Aerodynamics characteristics of OGM.VU 2,5-0,6K4 fan system: a – dependence of static and total efficiency factor η , η , on volumetric flow rate Q, $\mathbf{m}^3 \cdot \mathbf{s}^{-1}$; δ – dependence of static and total pressure P, P_3 , P_3 and P_4 volumetric flow rate Q, P_4 volumetric flow rate Q volumetric flow rate Q, P_4 volumetric flow rate Q volumetr

Для верификации полученных зависимостей проведены расчеты и аэродинамические испытания модели вентилятороной установки для ABO газа для следующих параметров: полное давление $P=200~\mathrm{Ha}$; подача $Q=41~\mathrm{m}^3\cdot\mathrm{c}^{-1}$; КПД $\eta=0,86$. Полученные расчетные параметры: относительный диаметр втулки рабочего колеса v=0,28; оптимальный коэффициент среднерасходной скорости $\phi_2=0,126$; удельная быстроходность $n_y=430$; окружная скорость вращения рабочего колеса $u=58~\mathrm{m/c}$. На рис. 2 приведена аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ОГМ.ВУ 2,5-0,6К4. Эксплуатирующиеся в настоящее время вентиляторные установки для ABO газа типа ГАЦ-28-СТ имеют КПД = 0,71, т. е. на 18 % меньше КПД вентиляторной установки типа ОГМ.ВУ 2,5-0,6К4, спроектированной по методике.

Выводы. Показано, что для вентиляторных установок, выполненных по аэродинамической схеме с одним рабочим колесом «К», для каждого значения относительного диаметра втулки рабочего колеса п существует оптимальное значение удельной быстроходности n_{vont} , для каждого значения коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части, при котором достигается предельное максимальное значение КПД установки. При $\eta = 0.28$, $\xi = 0.1$ предельное значение КПД вентиляторной установки $\eta_{vmax} = 0.86$ достигается при оптимальном значении удельной быстроходности $n_{\text{vopt}} = 430$.

Показано, что для вентиляторных установок большой удельной быстроходности, применяемых в АВО газа, оптимизация расходной скорости потока и удельной быстроходности позволяет не менее чем на 15 % повысить КПД и на 12 % снизить габаритные параметры.

Установлено, что снижение коэффициента аэродинамического сопротивления проточной части позволит повысить экономичность вентиляторной установки не менее чем на 18 %.

Для каждого значения удельной быстроходности вентиляторной установки существует оптимальное значение окружной скорости, при котором достигается локальный минимум потребляемой мощности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Абакумов А. М., Мигачев А. В., Степашкин И. П. Исследование системы управления аппаратом воздушного охлаждения природного газа // Известия вузов. Электромеханика. 2016. № 6. C. 130–134.
- 2. Рубцова И. Е., Мочалкин Д. С., Крюков О. В. Основные направления и задачи энергосбережения при реконструкции КС. Энергосбережение и автоматизация электрооборудования компрессорных станций: монография / под ред. О. В. Крюкова. Т. З. Н. Новгород: Вектор ТиС, 2012. 572 с.
- 3. Abakumov A. M., Stepashkin I. P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air-cooling unit // IEEE Xplore. 2017. DOI: 10.1109/ ICIEAM.2017.8076297
- 4. Хворов Г. А., Юмашев М. В. Анализ энергосберегающих технологий по материалам охлаждения газа на основе аппаратов воздушного охлаждения в транспорте газа ПАО «Газпром» // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2016. № 9. С. 127–132.
- Калинин А. Ф., Фомин А. В. Оценка эффективности режимов работы ABO // Труды РГУ нефти и газа имени И. М. Губкина. 2011. № 4(265). С. 131–139.
- 6. Torshizi S. A. M., Benisi A., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica. 2017. No. 24. P. 707–714.
- 7. Брусиловский И. В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1986. 288 c.
- 8. Mao Y. F. Numerical study of correlation between the surge of centrifugal compressor and the
- piping system. PhD in Engineering diss. Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016.

 9. Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D., Zhang P. Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control // Applied Sciences (Switzerland). 2017. Vol. 7. No. 1. P. 5–20. URL: https://doi.org/10.3390/app7010005
- 10. Лифанов А. В., Матеров А. Ю., Макаров В. Н., Серков С. А., Макаров Н. В. Перспективные направления повышения комплексной эффективности аппаратов воздушного охлаждения // Нефть. Газ. Новации. 2020. № 4(233). С. 14–17.
 - 11. Лойцанский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
- 12. Мигачев А. В., Потемкин В. А., Степашкин И. П. Параметрическая идентификация аппарата воздушного охлаждения газа как объекта управления // Актуальные исследования гуманитарных, естественных, общественных наук: матер. VIII Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. уч. Новосибирск: ЦРСНИ, 2016. С. 23-28.
- 13. Абакумов А. М., Мигачев А. В., Потемкин В. А., Степашкин И. П. Оценка энергетической эффективности использования системы автоматического управления температурой газа на компрессорных станциях // Проблемы энергетического обеспечения нефтегазового комплекса: сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф. Ашировские чтения. Т. ІІ. Самара: СамГТУ, 2016. С. 292–295.
- 14. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин: пат. 2482337 Рос. Федерация. М. кл. F 04 D 29/28; заявл. 29.11.2011; опубл. 20.05.2013. Бюл. № 14. 15. Макаров В. Н., Боярских Г. А., Валиев Н. Г., Макаров Н. В., Дылдин Г. П. Критерии подобия
- природной соразмерности турбомашин // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 8. С. 81–89.

Сведения об авторах:

Косарев Николай Петрович – доктор технических наук, профессор, главный редактор журнала «Известия Уральского государственного горного университета». E-mail: iuggu-journal@yandex.ru; https://orcid.org/0000-0001-5690-7654

Макаров Владимир Николаевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры горной механики Уральского государственного горного университета. E-mail: uk.intelnedra@gmail. com; https://orcid.org/0000-0002-3785-5569

Угольников Александр Владимирович — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой электротехники Уральского государственного горного университета. E-mail: ugolnikov@yandex.ru; https://orcid.org/0000-0002-8442-4841

Бельских Анна Михайловна – студентка кафедры горной механики Уральского государственного горного университета. E-mail: belskikh-2015@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-7476-9926

DOI: 10.21440/0536-1028-2021-8-45-54

Optimizing the parameters of gas air-cooling unit fan systems

Nikolai P. Kosarev¹, Vladimir N. Makarov¹, Aleksandr V. Ugolnikov¹, Anna M. Belskikh¹ Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia.

Abstract

Research relevance. The article proves the advisability of applying high-speed axial fan systems by aerodynamic configuration with one impeller for gas air-cooling units.

Objective and methods of research. Equations for the efficiency factor of a fan system and a fan depending on flow kinematics and fan system geometry have been obtained by mathematically analyzing axial flow turbomachine main regularities.

Results. Based on the optimization theory, the formulae for maximum efficiency factor for a fan and a fan system of various specific speeds have been obtained depending on the flow coefficient and the impeller hub ratio. The method of creating the axial fan system aerodynamic configuration has been proposed for the K-type gas air-cooling units with the limiting maximum values of the efficiency factor for the prescribed values of the specific speed, impeller hub ratio, lift-to-drag ratio of the impellor profiles, air-flow resistance coefficient of the flow channel, and the flow coefficient. The capability was shown to create the fan system with a speed exceeding 400 and efficiency of not less than 0.86.

Keywords: fan system; flow channel; input elements; output elements; efficiency factor; specific speed; lift-to-drag ratio; air-flow resistance coefficient.

REFERENCES

- 1. Abakumov A. M., Migachev A. V., Stepashkin I. P. Research of control system of apparatus of air cooling of natural gas. *Izvestiia vuzov. Elektromekhanika = Russian Electromechanics*. 2016; 6: 130–134. (In Russ.)
- 2. Rubtsova I. E., Mochalkin D. S., Kriukov O. V. (ed.) Basic directions and tasks of energy conservation when reconstruct a compressor station. Compressor station equipment energy conservation and automation: monograph. Vol. 3. Nizhny Novgorod: Vektor TiS Publishing; 2012. (In Russ.)

3. Abakumov A. M., Stepashkin I. P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air-cooling unit. *IEEE Xplore*. 2017. Available from: doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076297

- 4. Khvorov G. A., Iumashev M. V. Analysis of energy-saving technologies for gas cooling based on air cooling units for gas transport at Gazprom PJSC. *Territoriia "NEFTEGAZ" = Oil and Gas Territory*. 2016; 9: 127–132. (In Russ.)
- 5. Kalinin A. F., Fomin A. V. Evaluating the effectiveness of air-cooler modes. *Trudy RGU nefti i gaza imeni I. M. Gubkina = Proceedings of Gubkin Russian State University of Oil and Gas.* 2011; 4(265): 131–139. (In Russ.)
- 6. Torshizi S. A. M., Benisi A., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor. *Scientia Iranica*. 2017; 24: 707–714.
 - 7. Brusilovskii I. V. Aerodynamic analysis of axial fans. Moscow: Mashinostroenie; 1986. (In Russ.)
- 8. Mao Y. F. *Numerical study of correlation between the surge of centrifugal compressor and the piping system. PhD in Engineering diss.* Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016.

 9. Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D., Zhang P. Reverse circulation drilling method
- 9. Wu D., Yin K., Yin Q., Zhang X., Cheng J., Ge D., Zhang P. Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2017; 7(1): 5–20. Available from: https://doi.org/10.3390/app7010005
- 10. Lifanov A. V., Materov A. Iu., Makarov V. N., Serkov S. A., Makarov N. V. Perspective way to improve the complex efficiency of air-cooling equipment. *Neft. Gaz. Novatsii* = *Oil. Gas. Novation*. 2020; 4(233): 14–17. (In Russ.)
 - 11. Loitsanskii L. G. Fluid mechanics. Moscow: Drofa Publishing; 2003. (In Russ.)
- 12. Migachev A. V., Potemkin V. A., Stepashkin I. P. Parametric identification of gas air cooling device as a controlling object. In: Current studies in humanities, natural and social sciences: Proceedings of the

8th All-Russian Research-to-Practice Conference with International Participation. Novosibirsk: TsRSNI Publishing; 2016. p. 23–28. (In Russ.)

- 13. Abakumov A. M., Migachev A. V., Potemkin V. A., Stepashkin I. P. Estimating energy efficiency of gas temperature automatic control system at compressor stations. In: *Problems of Power Generation in Oil and Gas Sector: Proceedings of Internat. Research-to-Practice Conference Ashirov Readings*. Vol. 2. Samara: SPI Publishing; 2016. p. 292–295. (In Russ.)
- 14. Kosarev N. P., Makarov N. V., Makarov V. N. A method of increasing pressure and efficiency of propeller turbomachines. Patent RF no. 2482337; 2013. (In Russ.)
- 15. Makarov V. N., Boiarskikh G. A., Valiev N. G., Makarov N. V., Dyldin G. P. Turbomachine criteria for similarity of natural size proportionality. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal.* 2020; 8: 81–89. (In Russ.)

Received 28 July 2021

Information about authors:

Nikolai P. Kosarev – DSc (Engineering), Professor, Editor-in-chief of *News of the Ural State Mining University*. E-mail: iuggu-journal@yandex.ru; https://orcid.org/0000-0001-5690-7654

Vladimir N. Makarov – DSc (Engineering), Professor, professor of Mining Mechanical Engineering Department, Ural State Mining University. E-mail: uk.intelnedra@gmail.com; https://orcid.org/0000-0002-3785-5569

Aleksandr V. Ugolnikov – PhD (Engineering), Associate Professor, Head of Electrical Engineering Department, Ural State Mining University. E-mail: ugolnikov@yandex.ru; https://orcid.org/0000-0002-8442-4841

Anna M. Belskikh – student, Mining Mechanical Engineering Department, Ural State Mining University. E-mail: belskikh-2015@mail.ru; https://orcid.org/0000-0002-7476-9926

Для цитирования: Косарев Н. П., Макаров В. Н., Угольников А. В., Бельских А. М. Оптимизация параметров вентиляторных установок аппаратов воздушного охлаждения газа // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 8. С. 45–54. DOI: 10.21440/0536-1028-2021-8-45-54

For citation: Kosarev N. P., Makarov V. N., Ugolnikov A. V., Belskikh A. M. Optimizing the parameters of gas air-cooling unit fan systems. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii = Minerals and Mining Engineering*. 2021; 8: 45–54 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2021-8-45-54