

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Нурхожаев Е.С.¹, Макаров В.Н.², Макаров Н.В.², Гилязов Р.А.³

¹*АО «Костанайские минералы», Житигара, Республика Казахстан;*

²*Уральский государственный горный университет, Екатеринбург;*

³*ПАО «ТАТНЕФТЬ» Бугульминский механический завод, Бугульма*

Ключевые слова: вентиляторная установка, удельная быстроходность, воздуховод, коллектор, кок, проточная часть.

Аннотация. Устойчивое развитие территорий с активным недропользованием прочно связано с решением задач повышения эффективности охлаждения газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов и экологической безопасности, поскольку применяемые для интенсификации конвективного теплообмена вентиляторные установки отличаются недостаточной энергоэффективностью. В статье приведены результаты экспериментальных исследований путей повышения энергоэффективности вентиляторных установок для аппаратов воздушного охлаждения за счет оптимизации параметров воздуховода, зазоров между лопатками рабочих колёс, втулкой и обечайкой корпуса вентилятора. Установлено, что для вентиляторных установок большой быстроходности определяющее значение имеют аэродинамические качества воздуховода, в том числе коллектора, кока и втулки, поскольку, в силу малой потенциальной энергии перемещаемого воздуха, аэродинамическое сопротивление элементов проточной части составляет значительную её долю. Для сохранения энергоэффективности вентиляторной установки по мере роста её удельной быстроходности от 100 до 500 необходимо поддерживать постоянство аэродинамического качества воздуховода, а значит – снижать коэффициенты аэродинамического сопротивления и расходной скорости. Проведение экспериментальных исследований с использованием статистического метода линейного планирования эксперимента и регрессионного анализа позволило получить графические зависимости для определения геометрических параметров вентиляторной установки с максимально возможной энергоэффективностью для заданных значений удельной быстроходности. Квалификационные сравнительные испытания вентиляторной установки ОГМ ВУ 2.5–0.6К4 с рабочим колесом ОГМ КР 2.5К4, проведенные на БМЗ ПАО «Татнефть», подтвердили повышение КПД на 14 % по сравнению с наиболее совершенными вентиляторами итальянской фирмы Ilmed.

EXPERIMENTAL STUDIES OF WAYS TO IMPROVE THE ENERGY EFFICIENCY OF FAN INSTALLATIONS FOR AIR COOLING DEVICES

Nurgozhaev E.S.¹, Makarov V.N.², Makarov N.V.², Gilyazov R.A.³

¹*JSC Kostanay Minerals, Zhitigara, Republic of Kazakhstan;*

²*Ural State Mining University, Yekaterinburg;*

³*PAO TATNEFT Bugulma Mechanical Plant Bugulma, Republic of Tatarstan*

Keywords: fan installation, specific velocity, duct, manifold, cocoon, flow part.

Abstract. The sustainable development of territories with active subsurface use is strongly linked to solving the problems of increasing the efficiency of gas cooling at compressor stations of main gas pipelines, and environmental safety, since fan installations used to intensify convective heat exchange are characterized by insufficient energy efficiency. The article presents the results of experimental studies of ways to increase the energy efficiency of fan installations for air cooling devices by optimizing the parameters of the duct, the gaps between the blades of the impellers, the sleeve and the shell of the fan housing. It is established that for high-speed fan installations, the aerodynamic qualities of the duct, including: collector, coke, sleeve, are of decisive importance, since due to the low potential energy of the air being transported, the aerodynamic resistance of the elements of the flow part is a significant proportion of it. To maintain the energy efficiency of the fan unit, as its specific speed increases from 100 to 500, it is necessary to maintain the consistency of the aerodynamic quality of the duct, which means reducing the coefficients of aerodynamic drag and flow rate. Conducting experimental studies using the statistical method of linear experimental planning and regression analysis allowed us to obtain graphical dependencies for determining the geometric parameters of a fan installation with the maximum possible energy efficiency for given values of specific speed. Qualification comparative tests of the OGM VU 2.5–0.6K4 fan unit with OGM impeller 2.5K4 conducted at the BMZ of PJSC Tatneft confirmed a 14% increase in efficiency compared to the most advanced fans of the Italian company Ilmed.

Введение

Одним из важнейших элементов газотранспортной системы является устройство охлаждения газа, позволяющее повысить надежность и сократить эксплуатационные затраты. Обусловлено это тем, что с повышением температуры газа увеличивается его вязкость, что снижает пропускную способность газопровода. Для охлаждения газа в настоящее время широкое распространение получили аппараты воздушного охлаждения (АВО), имеющие ряд существенных преимуществ перед другими типами теплообменных аппаратов. АВО не требуют предварительной подготовки теплоносителей, отличаются высокой эксплуатационной надежностью, экологичностью, не расходуют техническую воду. В настоящее время магистральные газотранспортные системы развиваются в направлении энергосберегающих технологий с одновременной интенсификацией объемов транспортируемого газа. При этом не менее 40% энергии на цели транспортирования газа расходуется неэффективно [1-3].

Применяемые в АВО вентиляторные установки – осевые, выполненные по аэродинамической схеме с одним рабочим колесом «К» [4, 5]. По этой причине поток охлаждающего воздуха за рабочим колесом имеет существенную остаточную закрутку. АВО компрессорных станций характеризуются недостаточной аэродинамической эффективностью, т.е. большими затратами энергии на принудительную подачу охлаждающего воздуха вследствие высокого аэродинамического сопротивления оребренных труб и недостаточного КПД вентиляторных установок АВО. При этом необходимо учитывать, что для каждого типа АВО и вентиляторной установки существует оптимальная величина закрутки охлаждающего воздуха, при которой достигается максимальная теплоотдача на единицу потребленной мощности. С позиции теории подобия аэротермодинамических процессов это состояние характеризуется максимальными значениями отношения критериев Нуссельта и Эйлера, характеризующих эффективность теплоотдачи в теплообменнике воздушного охлаждения (ТВО) и потери энергии на преодоление сопротивления по перемещению воздуха. Это обусловлено тем, что при оптимальной закрутке потока прирост коэффициента теплоотдачи из-за роста турбулентности превышает рост коэффициента аэродинамического сопротивления ТВО [6-8].

Методы и критерии исследования

Вентиляторные установки для АВО, обладая большой быстроходностью, т.е. низкой энергией охлаждения воздуха в расчете на единицу его расхода, весьма чувствительны к аэродинамическому качеству их проточной части. Анализ современного состояния вентиляторостроения подтверждает существенное снижение КПД вентиляторных установок по мере роста их быстроходности [5, 7, 8]. Большое количество вентиляторных установок, применяемых в АВО, несмотря на малую единичную мощность электроприводов, обуславливает актуальность задачи повышения аэротермодинамической эффективности вентиляторных установок большой быстроходности.

Особенности аэродинамики вентиляторных установок большой быстроходности определяют специфику проведения исследований и выбора критериев оценки эффективности. Низкие значения коэффициента давления Ψ , характерные для вентиляторных установок большой быстроходности, обуславливают существенное влияние на их экономичность коэффициента расходной скорости ϕ . Поскольку КПД вентиляторной установки η определяется отношением коэффициентов аэродинамических потерь проточной части вентиляторной установки к коэффициенту давления $\frac{\xi}{\Psi}$, он для указанных вентиляторных установок снижается на порядок быстрее по отношению к вентиляторным установкам малой удельной быстроходности при отклонении расходной скорости от оптимальных значений [3, 9].

Таким образом, для вентиляторов большой быстроходности принципиально важно сохранение максимальной равномерности поля скоростей в проточной части при отклонении

режима работы от оптимального, при чём тем в большей степени, чем больше удельная быстроходность. Для сохранения экономичности вентиляторной установки с ростом удельной быстроходности необходимо обеспечивать постоянство аэродинамического качества воздуховода $K_\xi = \frac{\Psi}{\xi}$. Учитывая, что КПД вентиляторной установки $\eta = 1 - \frac{\Psi}{\xi}$, в качестве критерия оценки эффективности вентиляторной установки в зависимости от изменения удельной быстроходности n_y в статье принят её КПД.

Результаты исследований

В статье решена задача повышения энергоэффективности вентиляторных установок для АВО с ростом их удельной быстроходности путем совершенствования элементов проточной части. Элементы воздуховода: коллектор, корпус, кок и диффузор – непосредственно относятся к вентиляторной установке, поскольку изменение их формы приводит к изменению аэродинамических характеристик, в том числе и экономичности, для одного и того же вентилятора. Поджатие потока на входе в коллектор и вентилятор с учётом относительного диаметра втулки существенно влияет на структуру потока перед рабочим колесом.

Проведенные экспериментальные исследования вентиляторных установок с удельной быстроходностью в диапазоне от 100 до 500 и обобщение результатов исследований, приведенных в [10, 11], позволили получить формулу для расчёта относительного диаметра коллектора, обеспечивающего максимальную равномерность профиля скоростей на входе в рабочее колесо и минимум потерь энергии:

$$\bar{D}_k = \sqrt{k(1 - n_y^{-1/2})}, \quad (1)$$

где $\bar{D}_k = D_k / D$ – относительный диаметр коллектора; D – диаметр рабочего колеса, м; D_k – диаметр коллектора вентилятора, м; $k = (1 - v^2)$ – степень поджатия потока на входе в коллектор; v – относительный диаметр втулки рабочего колеса (отношение диаметра втулки к диаметру колеса).

Существенное влияние на профиль скорости потока в коллекторе при заданном диаметре оказывает его длина \bar{l}_k . С учётом экспериментальных исследований, приведённых в [10, 12, 13], формулу для расчёта относительной длины коллектора с учётом формулы (1) получим в виде:

$$\bar{l}_k = 0,5\sqrt{(\bar{D}_k - 1)(1 - \bar{D}_k + 4\bar{r}_k)}, \quad (2)$$

где $\bar{l}_k = l_k / D$ – относительная длина коллектора; l_k – длина коллектора, м; \bar{r}_k – относительный радиус дуги окружности, по которой очерчен коллектор.

На рисунке 1 приведены зависимости относительных диаметра \bar{D}_k (– теория, $\Delta\Delta\Delta$ эксперимент) и длины коллектора \bar{l}_k (--- теория, $\circ\circ\circ$ эксперимент) с коэффициентом детерминации $R^2 \geq 0,87$ от удельной быстроходности для разных значений относительного диаметра втулки v ; ξ_k – коэффициент динамического сопротивления, Ψ_ξ – коэффициент напора вентилятора.

Из анализа графика (рис. 1) видно, что с увеличением удельной быстроходности непрерывно растут оптимальные значения диаметра и длины коллектора. Указанное обусловлено тем, что с увеличением быстроходности снижается удельная потенциальная энергия, сообщаемая рабочим колесом перемещаемому воздуху. В результате чего при прочих равных условиях растут относительные аэродинамические потери [14, 15].

Большое влияние на экономическую эффективность вентиляторных установок большой быстроходности оказывает кок в совокупности с коллектором. Отсутствие кока приводит к существенному уменьшению максимального КПД η_{\max} , а также КПД в области рабочих режимов с ростом значений удельной быстроходности. На рисунке 2 приведены результаты экспериментальных исследований вентиляторов разной быстроходности в компоновке с

коком, коллектором и без них, при этом дисперсия коэффициентов регрессии $\sigma^2 \leq 0,22$ (---, -·-·-·-, $\square \diamond \circ$ эксперимент; —, $\Delta \Delta \Delta$ график регрессии). Отсутствие коллектора и кока или их упрощенная конструкция снижает максимальный КПД вентилятора с удельной быстроходностью $n_y = 400$ на 18-19%, в то время как для шахтных вентиляторов с удельной быстроходностью $n_y = 40$ снижение КПД не превышает 3%.

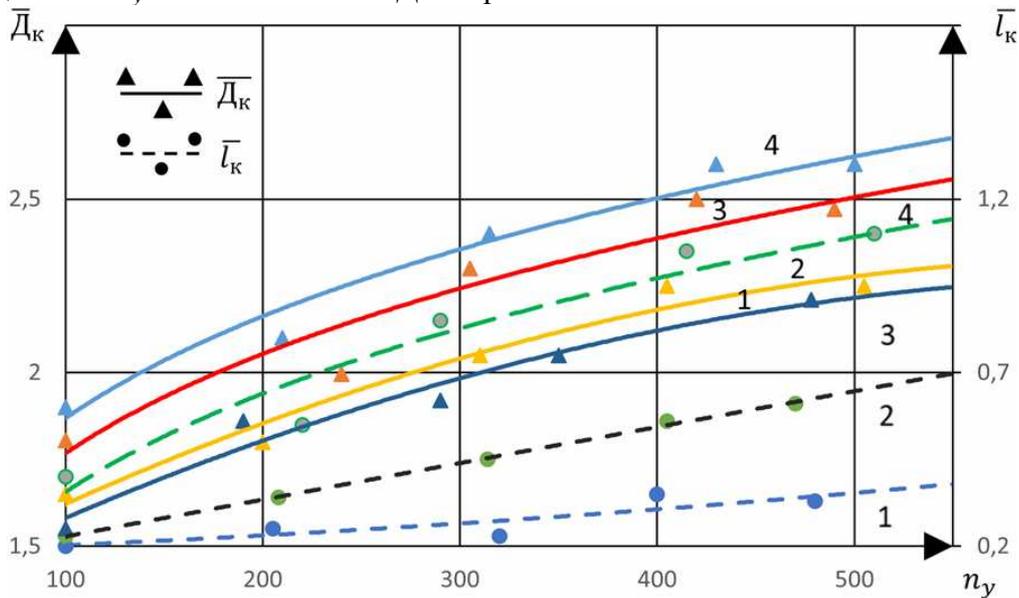


Рис. 1. Зависимость оптимальных относительных диаметра и длины коллектора \bar{D}_k и \bar{l}_k от удельной быстроходности вентиляторной установки при: 1 – $\nu = 0,4$; 2 – $\nu = 0,35$; 3 – $\nu = 0,3$; 4 – $\nu = 0,25$;

$$\bar{\xi}_k = \frac{\xi_k}{\Psi_6} = 0,07$$

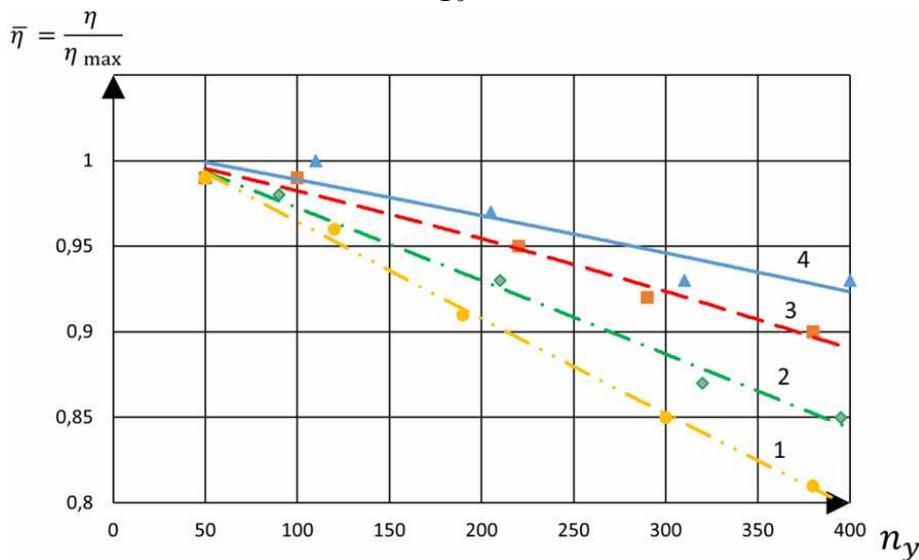


Рис. 2. Зависимость относительного КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности: 1 – вентилятор с коком и коллектором; 2 – вентилятор с коком и без коллектора; 3 – вентилятор с коллектором и без кока; 4 – вентилятор без кока и без коллектора

На рисунке 3 приведены результаты экспериментальных исследований зависимости относительного КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности при разных значениях относительного диаметра коллектора и его длины, при этом дисперсия коэффициентов регрессии $\sigma^2 \leq 0,32$ (---, -·-·-·-, $\circ \diamond \square \Delta$ эксперимент; —, $\circ \circ \circ$ график регрессии). Из анализа рисунка 3 видно, что уменьшение длины коллектора в 1,5 раза по отношению к его оптимальному значению снижает коэффициент полезного действия вентиляторной установки с удельной быстроходностью $n_y = 400$ на 8% за счёт большей неравномерности

поля скоростей, в то время как для вентиляторной установки с $n_y = 40$ – не более, чем на 3%. Экспериментальные исследования влияния формы коллектора и кока на экономическую эффективность вентилятора показали, что оно тем существеннее, чем больше удельная быстроходность вентилятора. Наиболее совершенной формой коллектора по результатам расчётов и экспериментов можно признать ламинированный профиль в форме кривой Безье 4 порядка.

$$\bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_{\max}}$$

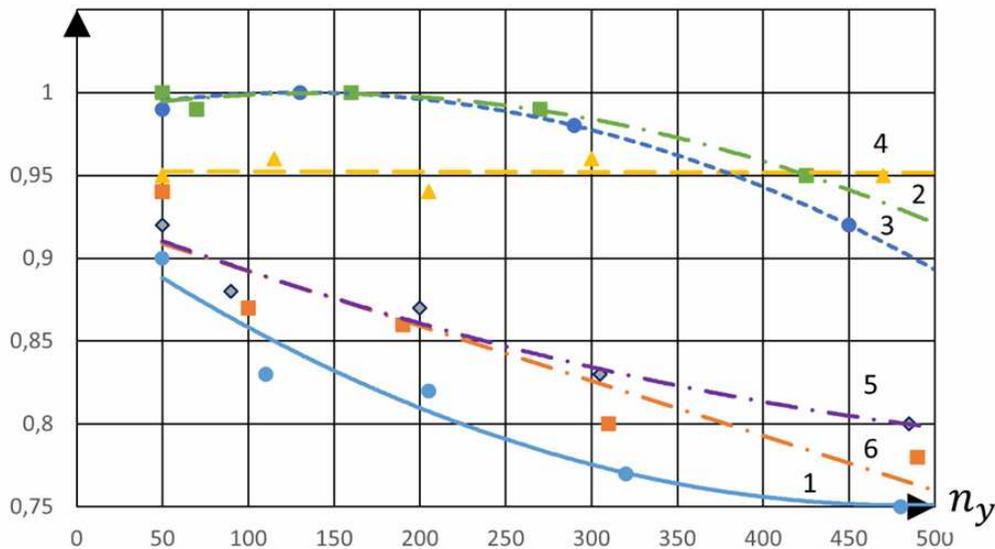


Рис. 3. Зависимость относительного КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности при:
 1 – $\bar{D}_k = 1$; 2 – $\bar{D}_k = 1,5$; 3 – $\bar{D}_k = 2,0$, $\bar{l}_k = 0,4$; 4 – $\bar{D}_k = 2,5$, $\bar{l}_k = 0,6$; 5 – $\bar{D}_k = 2,5$, $\bar{l}_k = 0,2$;
 конический коллектор 6 – $\bar{D}_k = 1,5$, $\bar{l}_k = 0,25$

Существенное влияние на экономическую эффективность вентиляторов оказывают радиальные зазоры в привтулочной и периферийной областях. Наибольший рост потерь с увеличением зазора возникает на тыльной поверхности лопаток. Очень важно при расходах меньше расчетных учитывать, что повышенный радиальный зазор приводит к возникновению замкнутого отрыва потока, охватывающего весь шаг решетки. Изменение величины зазора влечет за собой перестроение потока по всей длине лопатки, оно тем интенсивней, чем больше удельная быстроходность вентилятора [12, 16].

Анализ большой информационной базы исследования влияния радиального зазора на экономичность вентилятора от удельной быстроходности позволил получить формулу в виде:

$$\bar{\eta}_z = \frac{\eta_z}{\eta_0} = 1 - 52\bar{S}n_y^{-1/2}, \quad (3)$$

где η_z, η_0 – КПД вентилятора с данным и теоретически нулевым зазорами, соответственно; \bar{S} – относительный радиальный зазор (отношение радиального зазора к диаметру колеса).

На рисунке 4 приведены результаты экспериментальных исследований зависимости относительного КПД вентилятора от удельной быстроходности при разных значения радиального зазора на периферии с коэффициентом детерминации $R^2 \geq 0,75$ (–теория, $\circ\circ\circ$ эксперимент), (---, ---, ---- теория, $\square\Delta\Diamond$ эксперимент). Из анализа приведённых графиков видно, что при относительном радиальном зазоре радиальном зазоре $\bar{S} = 0,04$ падение коэффициента полезного действия вентиляторной установки с удельной быстроходностью $n_y = 400$ составляет не более 7%, в то время как для вентиляторов с быстроходностью $n_y = 40$ – не менее 15%. Снижение негативного влияния радиального зазора на КПД вентилятора обусловлено снижением степени реактивности рабочего колеса [12, 17].

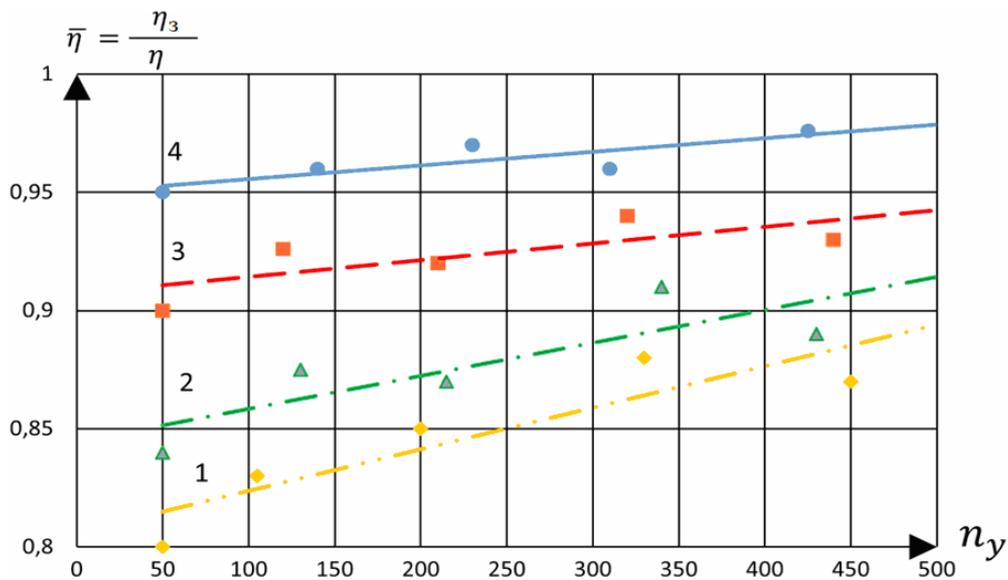


Рис. 4. Зависимость относительного КПД вентилятора от удельной быстроходности при:
 $1 - \bar{S} = 0,01$; $2 - \bar{S} = 0,02$; $3 - \bar{S} = 0,03$; $4 - \bar{S} = 0,04$

Для снижения негативного влияния радиального зазора на экономичность вентиляторов большой быстроходности целесообразно использовать устройства предотвращения образования зоны замкнутого кольцевого вихря на периферии рабочего колеса за счет ступенчатого или скошенного утонения профиля лопатки, при этом скос делается на тыльной стороне лопатке [3, 6, 12]. Скос концевой части лопаток со стороны выпуклой поверхности облегчает перетекание потока через радиальный зазор, вызывая снижение давления вентилятора. Однако перемещающийся под действием центробежных сил по тыльной поверхности лопатки пограничный слой, достигнув указанного скоса, не в состоянии резко изменить траекторию своего движения, в результате чего, смешиваясь с основным потоком в проточной части рабочего колеса и перемещаясь вместе с ним, способствует снижению потерь давления и, как результат, повышению КПД вентилятора. Из анализа рисунка 5 видно, что с увеличением удельной быстроходности негативное влияние радиального зазора при наличии скоса снижается, при этом дисперсия коэффициентов регрессии $\sigma^2 \leq 0,27$ ($\square\Delta\diamond$, ---, -.-, -.-.- эксперимент; $\circ\circ\circ$, - график регрессии). Более того, при высоте скоса либо резкого утонения концевых участков лопаток на высоту от 2 до 4% длины лопаток происходит повышение КПД относительно его номинального значения.

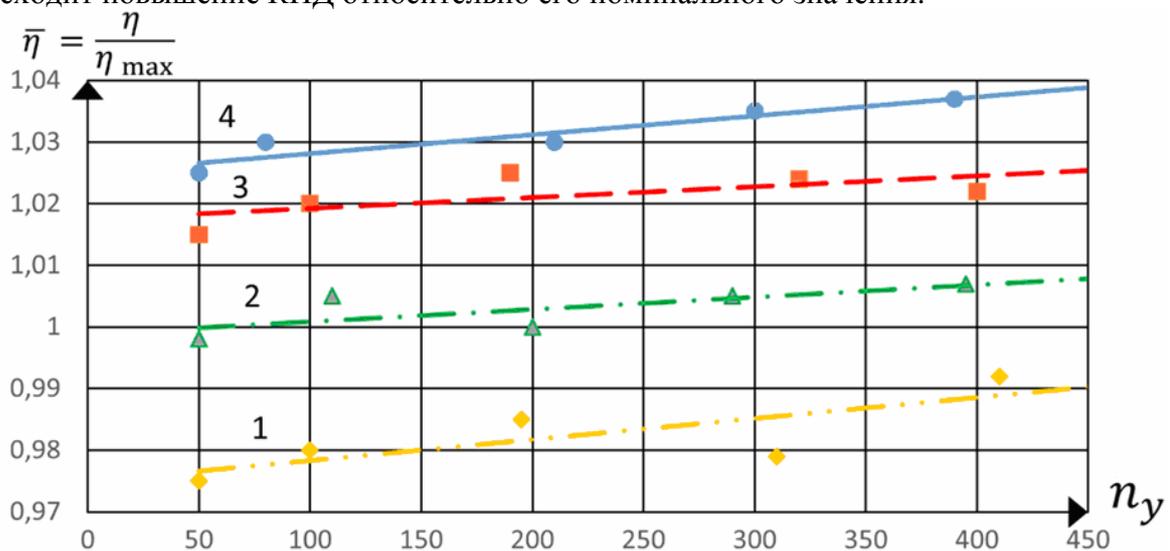


Рис. 5. Зависимость КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности при утонении скоса периферийной части лопатки рабочего колеса: $1 - h = 0,01$; $2 - h = 0,02$; $3 - h = 0,03$; $4 - h = 0,04$

Существенное влияние на экономичность вентиляторов большой быстроходности оказывает также радиальный зазор между лопатками и втулкой рабочего колеса S_B . Технологически он обусловлен требованиями возможности установки лопаток на разные углы. На рисунке 6 приведена зависимость КПД вентилятора от удельной быстроходности для разных значений зазора между лопатками и втулкой рабочего колеса, при этом дисперсия коэффициентов регрессии $\sigma^2 \leq 0,26$ (---, - - - - -, $\diamond \Delta \circ$ эксперимент; —, $\square \square \square$ график регрессии). Проведенные исследования показывают, что в привтулочном слое возникают вторичные течения в направлении от рабочей поверхности к тыльной поверхности смежных лопаток.

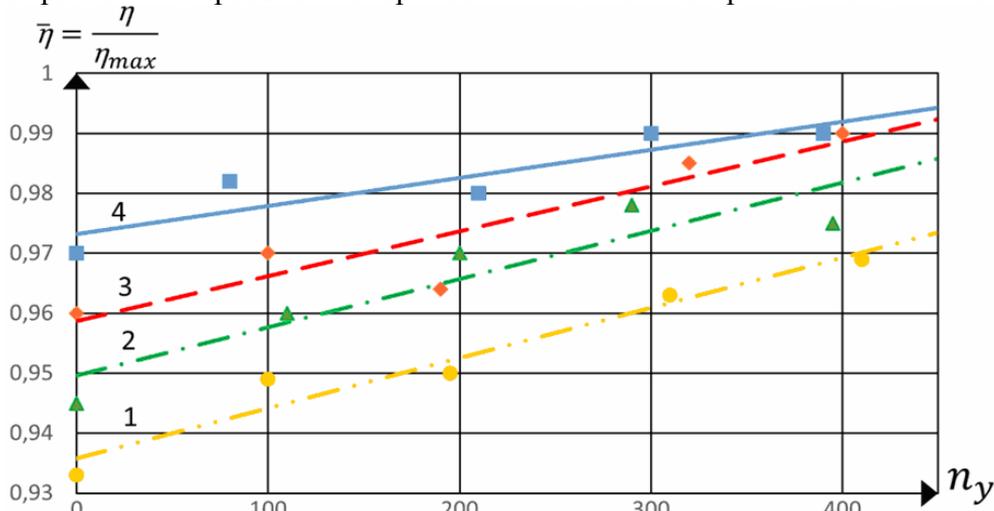


Рис. 6. Зависимость относительного КПД вентиляторной установки от удельной быстроходности при разных значениях зазоров между лопатками рабочего колеса и втулкой:

$$1 - \bar{S}_B = 0,01; 2 - \bar{S}_B = 0,02; 3 - \bar{S}_B = 0,03; 4 - \bar{S}_B = 0,04$$

Для вентиляторов большой быстроходности существенное влияние на аэродинамические характеристики и экономичность оказывает негерметичность \bar{F} (отношение площади щелей в ступице рабочего колеса к площади проходного сечения вентилятора) ступицы рабочего колеса. По мере увеличения негерметичности ступицы негативное влияние на экономичность вентилятора усиливается с ростом удельной быстроходности. Приведенные на рисунке 7 зависимости подтверждают указанное, поскольку негативное влияние негерметичности втулки аналогично влиянию кока и коллектора (рис. 2), при этом дисперсия коэффициентов регрессии $\sigma^2 \leq 0,31$ (---, - - - - -, $\circ \circ$ эксперимент; —, $\circ \circ \circ$ график регрессии).

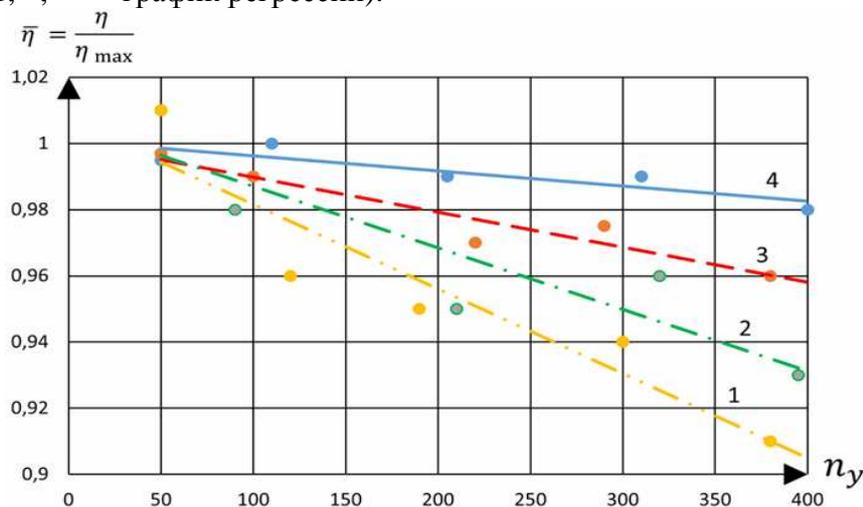


Рис. 7. Зависимость КПД от быстроходности при негерметичности втулки рабочего колеса:

$$1 - \bar{F} = 0,05; 2 - \bar{F} = 0,1; 3 - \bar{F} = 0,15; 4 - \bar{F} = 0,2$$

Обсуждение результатов

На базе систематизации результатов исследований разработана аэродинамическая схема ОВ-100ТН с параметрами: удельная быстроходность $n_y = 402$ номинальный коэффициент подачи $\varphi = 0,089$, номинальный коэффициент давления $\Psi = 0,057$, номинальный КПД $\eta = 0,83$, и создана вентиляторная установка ОГМ ВУ 2.5–0.6К4. Квалификационные сравнительные испытания вентиляторной установки с рабочим колесом ОГМ КР 2.5К4, проведенные на БМЗ ПАО «Татнефть», подтвердили повышение КПД на 14% по сравнению с наиболее совершенными вентиляторами итальянской фирмы Imed (рис. 8).

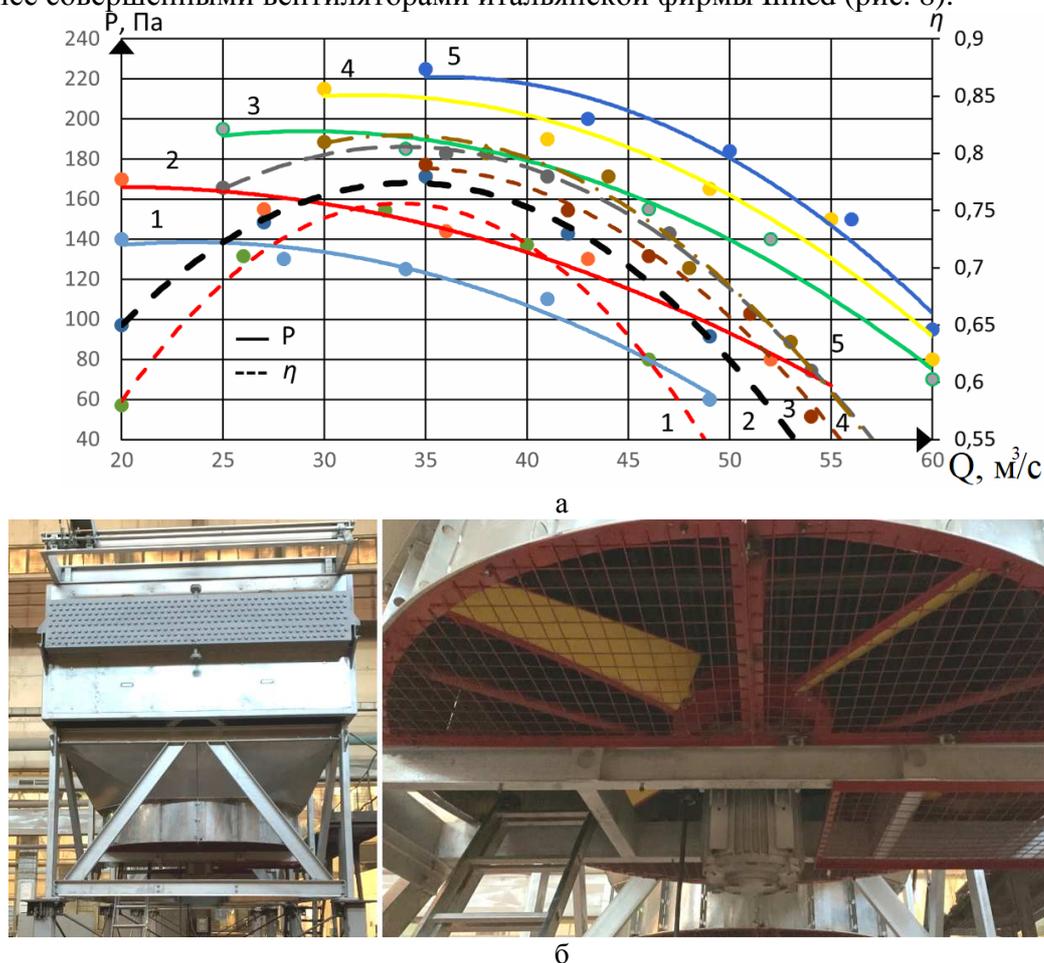


Рис. 8. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки – а, при: 1 – $\theta = 5^\circ$; 2 – $\theta = 8^\circ$; 3 – $\theta = 10^\circ$; 4 – $\theta = 12^\circ$; 5 – $\theta = 15^\circ$; б – рабочее колесо ОГМ КР 2.5К4 вентиляторной установки ОГМ ВУ 2.5–0.6К4 в составе аппарата воздушного охлаждения АВГ-КБ

Заключение

Экономическая эффективность вентиляторов большой быстроходности существенно зависит от габаритов и формы коллектора и кока. Оптимизация формы и размеров коллекторов и кока позволяет повысить КПД вентилятора с удельной быстроходностью $n_y = 450$ на 19 %, в то время как для вентилятора с удельной быстроходностью $n_y = 50$ – только на 3 %. При этом диаметр коллектора увеличивается на 40 %, а его длина – в 3 раза.

Для повышения энергоэффективности вентиляторных установок с ростом удельной быстроходности необходимо обеспечивать постоянство либо рост аэродинамического качества воздуховода.

Рост радиальных зазоров на периферии и в привтулочной области лопаток вентилятора с увеличением его быстроходности менее существенно влияет на его экономичность. Увеличение радиального зазора в 4 раза (с $\bar{S} = 0,01$ до $\bar{S} = 0,04$) снижает КПД вентилятора с удельной быстроходностью $n_y = 450$ на 6,2%, соответственно, в то время как для вентилятора с $n_y = 50$ – на 13 %, соответственно.

Утонение и скос периферийной части лопаток рабочего колеса на длине $\bar{h} = 0,02$ повышает КПД вентилятора с $n_y = 400$ на 4,5 %.

Негерметичность втулки рабочего колеса вентилятора большой быстроходности существенно влияет на его экономичность. Отсутствие обечайки втулки рабочего колеса, сквозные отверстия в ней относительной площадью $F = 0,2$ от проходного сечения вентилятора с $n_y = 450$ снижают его КПД на 20%.

Квалификационные сравнительные испытания вентиляторной установки рабочим колесом ОГМ КР 2.5К4, проведённые на БМЗ ПАО «Татнефть», подтвердили повышение КПД на 14 % по сравнению с наиболее совершенными вентиляторами итальянской фирмы Pmed.

Благодарности. Авторы выражают глубокую благодарность руководству БМЗ ПАО «Татнефть» в организации и проведении квалификационных сравнительных испытаний вентиляторных установок.

Список литературы

1. Рубцова И.Е., Мочалин 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. – Нижний Новгород: Вектор ТиС, 2012. – Т. 3. – 572 с.
2. Клюев Р.В., Егорова Е.В., Босиков И.И., Цидаев Б.С. Оценка использования эффективных технологий для повышения устойчивого развития системы нефтегазового комплекса // Устойчивое развитие горных территорий. – 2018. – Т. 10, №3(37). – С. 392-403. – doi.org/10.21177/1998-4502-2018-10-3-392-403.
3. Мигачев А.А., Потемкин В.А., Степашкин И.П. Параметрическая идентификация аппарата воздушного охлаждения газа как объекта управления // Актуальные исследования гуманитарных, естественных, общественных наук: Материалы VIII Всероссийской с международным участием научно-практической конференции. – Новосибирск: ООО «ЦРНСИ», 2016. – С. 23-28.
4. Belskikh A.M., Makarov V.N. Mathematical modeling of thermovortex heat transfer in air coolers // Topical issues of rational use of natural resources: XVI International forum-contest of students and young researchers. Scientific conference abstracts. – SPb.: Saint-Petersburg Mining University, 2020. – Vol. 2. – P. 140-141.
5. 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.
6. Калинин А.Ф., Меркурьева Ю.С., Халлыев Н.Х. Оценка эффективности эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения газа нового поколения // Территория «Нефтегаз». – 2018. – №9. – С. 74-80.
7. Шаров Н.А., Дудаев Р.Р., Кришук Д.И., Лискова М.Ю. Методы пылеподавления на угольных разрезах Крайнего Севера // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2019. –Т. 19, №2. – С. 184-200. – doi.org/10.15593/2224-9923/2019.2.8.
8. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency: Ph. D. Thesis. – London: UCL University, 2017. – 213 p.
9. Макаров В.Н., Бельских А.М., Макаров Н.В., Чураков Е.О., Дылдин Г.П. Совершенствование вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения на базе природоподобной соразмерности // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2023. – № 4. – С. 55-67. – doi.org/10.21440/0536-1028-2023-4-55-67.
10. Макаров В.Н., Неволин В.В., Макаров Н.В., Ахметов Р.Г., Таланкин Н.Н. Доминанта повышения эффективности аппаратов воздушного охлаждения для нефтегазового комплекса // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления. – 2023. – №48. – С. 98-126. – doi.org/10.15593/2224-9397/2023.4.05.
11. Torshinzi S.A.M., Benisi A.H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica. 2017, no. 24, pp. 707-714.
12. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчёт осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
13. Zhou S., Lin P., Zhang W., Zhu Z. Evolution characteristics of separated vortices and near-wall flow in a centrifugal impeller in an off-designed condition // Applied Sciences. 2020, vol. 10, iss. 22, pp. 1-17. doi.org/10.3390/app10228209.
14. Макаров Н.В., Макаров В.Н., Антропов Л.А., Баландин В.Н. Разработка методологии создания энергоэффективных вентиляторов для аппаратов воздушного охлаждения // Устойчивое развитие горных территорий. – 2023. – Т. 15, №4(58). – С. 1081-1089. – doi.org/10.21177/1998-4502-2023-15-4-1081-1089.
15. Velikanov V.S., Dyorina N.V., Suslov N.M., Luntsova A.L., Rabina E.I. Automation of design for dynamic loading at the designing stage of mining machinery // Journal of Physics: Conference Series. 2019, vol. 1399(3), p. 033010. doi.org/10.1088/1742-6596/1399/3/033010.
16. Shivani Kaustubh Chitale, Pranjali Nitin Jadhav, Snehal Suresh Dhoble, Dr. Mr. Satyajee deshmkh parameters affecting efficiency of centrifugal pump a review // International Journal of Scientific Research in Science and Technology. 2021, vol. 8, iss. 6, pp. 49-58. doi.org/10.32628/IJSRST218573.

17. Bai Y., Appiah D., Tao Y. Computational turbulent flow characteristics in a centrifugal pump // AIP Advances. 2022, vol. 12, iss. 7, pp. 075025. doi/org:10.1063/5.0100915.

References

1. Rubtsova I.E., Mochalin D.S., Kryukov O.V. The main directions and tasks of energy saving during the reconstruction of the CS. Energy saving and automation of electrical equipment of compressor stations: monograph / edited by O.V. Kryukov. – Nizhniy Novgorod: Vector TiS, 2012. – Vol. 3. – 572 p.
2. Klyuev R.V., Egorova E.V., Bosikov I.I., Tsidaev B.S. Assessment of the use of effective technologies to enhance the sustainable development of the oil and gas complex system // Sustainable development of mountain territories. 2018, vol. 10, no. 3(37), pp. 392-403. doi.org/10.21177/1998-4502-2018-10-3-392-403.
3. Migachev A.A., Potemkin V.A., Stepashkin I.P. Parametric identification of the gas air cooling apparatus as a control object // Current research in the humanities, Natural Sciences, and social Sciences: Materials of the VIII All-Russian Scientific and Practical conference with international participation. – Novosibirsk: LLC "CRNSI", 2016. – P. 23-28.
4. Belskikh A.M., Makarov V.N. Mathematical modeling of thermovortex heat transfer in air coolers // Topical issues of rational use of natural resources: XVI International forum-contest of students and young researchers. Scientific conference abstracts. – SPb.: Saint-Petersburg Mining University, 2020. – Vol. 2. – P. 140-141.
5. Lifanov A.V., Materov A. Yu., Makarov V.N., Serkov S.A., Makarov N.V. Promising directions for improving the integrated efficiency of air cooling devices // Oil. Gas. Innovations. 2020, no. 4(233), pp. 14-17.
6. Kalinin A.F., Merkuryeva Yu.S., Halliev N.H. Evaluation of the efficiency of operation of new generation gas air cooling devices // Territory of Neftegaz. 2018, no. 9, pp. 74-80.
7. Sharov N.A. Dudaev R.R., Krischuk D.I., Liskova M.Yu. Dust suppression methods in coal mines of the Far North // Bulletin of the PNRPU. Geology. Non-gas and mining. 2019, vol. 19, no. 2, pp. 184-200. doi.org/10.15593/2224-9923/2019.2.8.
8. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency: Ph. D. Thesis. – London: UCL University, 2017. – 213 p.
9. Makarov V.N., Belskikh A.M., Makarov N.V., Churakov E.O., Dyldin G.P. Improving fans for air coolers through nature-like proportionality // Minerals and Mining Engineering. 2023, no. 4, pp. 55-67. doi.org/10.21440/0536-1028-2023-4-55-67.
10. Makarov V.N., Nevolin V.V., Makarov N.V., Akhmetov R.G., Talankin N.N. The dominant factor in improving the efficiency of air cooling devices for the oil and gas industry // Bulletin of PNRPU. Electrical engineering, Information technology, Control systems. 2023, no. 48, pp. 98-126. doi.org/10.15593/2224-9397/2023.4.05.
11. Torshinzi S.A.M., Benisi A.H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica. 2017, no. 24, pp. 707-714.
12. Brusilovsky I.V. Aerodynamic calculation of axial fans. – M.: Mechanical Engineering, 1986. – 288 p.
13. Zhou S., Lin P., Zhang W., Zhu Z. Evolution characteristics of separated vortices and near-wall flow in a centrifugal impeller in an off-designed condition // Applied Sciences. 2020, vol. 10, iss. 22, pp. 1-17. doi.org/10.3390/app10228209.
14. Makarov N.V., Makarov V.N., Antropov L.A., Balandin V.N. Methodology development for creating energy-efficient fans for air cooling devices // Sustainable development of mountain territories. 2023, vol. 14, no. 4(58), pp. 1081-1089. doi.org/10.21177/1998-4502-2023-15-4-1081-1089.
15. Velikanov V.S., Dyorina N.V., Suslov N.M., Luntsova A.L., Rabina E.I. Automation of design for dynamic loading at the designing stage of mining machinery // Journal of Physics: Conference Series. 2019, vol. 1399(3), p. 033010. doi.org/10.1088/1742-6596/1399/3/033010.
16. Shivani Kaustubh Chitale, Pranjali Nitin Jadhav, Snehal Suresh Dhoble, Dr. Mr. Satyajeet Deshmukh parameters affecting efficiency of centrifugal pump a review // International Journal of Scientific Research in Science and Technology. 2021, vol. 8, iss. 6, pp. 49-58. doi.org/10.32628/IJSRST218573.
17. Bai Y., Appiah D., Tao Y. Computational turbulent flow characteristics in a centrifugal pump // AIP Advances. 2022, vol. 12, iss. 7, pp. 075025. doi/org:10.1063/5.0100915.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Нурхожаев Ербол Сапарбаевич – председатель правления	Nurkhozhaev Erbol Saparbaevich – chairman of the management board
Макаров Владимир Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры горной механики	Makarov Vladimir Nikolaevich – doctor of technical sciences, professor of the Department of mining mechanics
Макаров Николай Владимирович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой горной механики	Makarov Nikolay Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor, head of the Department of mining mechanics
Гилязов Равиль Агзамутдинович – ведущий инженер mnikolay84@mail.ru	Gilyazov Ravil Agzamatdinovich – senior engineer

Получена 13.09.2024