

РАЗРАБОТКА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ РЕВЕРСИВНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Павел Владимирович Косых

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, 630091, Россия, г. Новосибирск, Красный пр., 54, кандидат технических наук, младший научный сотрудник, тел. (383)205-30-30, e-mail: p.kosykh@yahoo.com

Современные достижения в области прочностного расчета и оптимизации конструкций позволяют создавать вентиляторы главного проветривания шахт и рудников с более высокими окружными скоростями концов лопаток, чем у машин, которые применяются в настоящее время. В статье рассмотрены особенности расчета аэродинамических схем шахтных реверсивных осевых вентиляторов с окружными скоростями концов лопаток свыше 200 м/с. Показано, что при таких скоростях возможно получить высокорасходные вентиляторы с существенно меньшими габаритами, чем у существующих на данный момент аналогов. Разработаны аэродинамические схемы, обладающие высокими реверсивными характеристиками (расход более 0,7 от прямого режима для сети той же аэродинамической характеристики, что и в прямом режиме). Аэродинамические характеристики разработанных схем рассчитаны в программном пакете ANSYS. Показано, что увеличение окружных скоростей способствует повышению реверсивных качеств вентиляторов по сравнению с менее скоростными машинами, рассчитанными на те же значения полного давления. Определены предельные значения коэффициента осевой скорости и коэффициента давления при которых возможно получение вентилятора, выполненного без входного направляющего аппарата, с монотонной зависимостью полного давления от расхода.

Ключевые слова: вентилятор главного проветривания, осевой реверсивный вентилятор, расчет аэродинамической схемы.

DEVELOPMENT OF AERODYNAMIC DIAGRAMS OF HIGH-LOADED REVERSE AXIAL FANS

Pavel V. Kosykh

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 54, Krasny Prospect St., Novosibirsk, 630091, Russia, Ph. D., Junior Researcher, phone: (383)205-30-30, e-mail: p.kosykh@yahoo.com

Present-day achievements in the field of strength calculation and structural optimization allow creating main mine fans with higher tip speed than in currently used machines. The paper considers the features of calculating the aerodynamic diagrams of mine reverse axial fans with a tip speed over 200 m/s. It is shown that at such speed it is possible to obtain high-flow fans with significantly smaller dimensions than their existing counterparts. Aerodynamic diagrams with high reverse characteristics (flow rate of more than 0.7 from the direct mode for the network of the same aerodynamic characteristics as in direct mode) are developed. The aerodynamic characteristics of the developed diagrams are calculated in the ANSYS software package. It is shown that an increase in the tip speed contributes to an increase in reverse properties of fans compared to less high-speed machines designed for the same total pressure. The limiting values of axial velocity coefficient and pressure coefficient are determined, at which it is possible to obtain a fan without an inlet guide vane, with a monotonic dependence of total pressure on flow rate.

Key words: main fan, axial reverse fan, aerodynamic diagram calculation.

Введение

Современные методы расчета напряженно-деформированного состояния позволяют определять предельно допустимую нагрузку, действующую на детали с геометрией практически любой сложности. Использование этих методов открывает широкие возможности для поиска путей рационализации конструкций и снижения их металлоемкости.

Облегчение вращающихся деталей, нагруженных центробежными силами, таких, например, как лопатки рабочих колес осевых вентиляторов, позволяет уменьшить напряжения в них и увеличить предельно допустимую скорость вращения. При этом снижение массы конструкций может достигаться за счет усложнения их структуры. Например, в работе [1] показано, что применение сердечника древовидной структуры в лопатке рабочего колеса осевого вентилятора позволяет существенно снизить массу лопатки и увеличить скорость вращения по сравнению с машинами, в которых применяются лопатки с цельным пером.

Применение метода топологической оптимизации конструкций позволяет проектировать детали минимально возможной массы при заданных геометрических ограничениях с удовлетворением условий прочности. Такие методы уже применяются при разработке деталей летательных аппаратов [2].

Увеличение скоростей вращения рабочих колес вентиляторов позволяет получить те же расходы при существенно меньших диаметрах. Например, вентилятор с окружной скоростью лопаток 220 м/с и диаметром 2,7 м дает такой же расход, что и вентилятор той же аэродинамической схемы, но диаметром 4 м и окружной скоростью 100 м/с. При этом создаваемое последним давление будет в 4,84 раза меньше чем у первого. Кроме того, в результате увеличения скоростей в некоторых случаях удастся уменьшить и продольные габариты вентилятора, отказавшись от применения неподвижных аппаратов или уменьшив число ступеней ротора, которые более не требуются.

В настоящее время используемые в шахтном и тоннельном вентиляторостроении материалы, конструкции лопаток и их узлов крепления позволяют достигать окружных скоростей по концам лопаток до 160-172 м/с [3]. Однако те преимущества, которые дает повышение скоростей вращения, дают основания полагать, что рабочие скорости вращения вентиляторов далее будут увеличиваться, несмотря на сопутствующие проблемы, например, связанные с вибропрочностью лопаток и повышением шумности машин.

Предельные окружные скорости

Повышение скоростей вращения вентиляторов оправдано до некоторого предела. Применяемые в вентиляторостроении традиционные профили типа НАСА-65, С-4 и т.п. эффективно работают лишь при дозвуковых скоростях обтекания потоком воздуха. Для таких профилей лопаточные венцы должны быть спроектированы так, чтобы в номинальном режиме вентилятора поток в меж-

лопаточном канале не разгонялся до скоростей, превышающих скорость звука. Число Маха $M_{кр}$ на входе в лопаточную решетку, при которой максимальная скорость потока равна скорости звука называется критическим. Для дозвуковых ступеней компрессоров и вентиляторов с традиционными дозвуковыми профилями оно лежит в пределах от 0,73 до 0,83 [4].

Исходя из этих ограничений на скорости потока при входе в решетку, можно оценить предел повышения окружной скорости рабочих колес вентиляторов. Наибольшие скорости потока относительно лопатки рабочего колеса достигаются на прикорпусном радиусе. Скорость w_1 на входе в решетку определяется как сумма векторов окружной u и продольной w_a скоростей $w_1 = \sqrt{u^2 + w_a^2}$. Для осевых вентиляторов, рассчитанных на постоянную по радиусу циркуляцию в номинальном режиме, продольная скорость принимается равной среднерасходной, полученной делением расхода на ометаемую площадь. Тогда критическую окружную скорость $u_{кр}$, при которой на прикорпусном радиусе поток разгоняется до скорости звука, можно определить как функцию номинального расхода Q , диаметра вентилятора D , втулочного отношения ν и критической скорости на входе в решетку $w_{1кр}$:

$$u_{кр} = \sqrt{w_{1кр}^2 - \frac{16Q^2}{(1-\nu^2)^2 D^4 \pi^2}}.$$

В настоящее время высокорасходные осевые вентиляторы главного проветривания, имеющиеся на рынке, обеспечивают номинальную подачу до 600 м³/с. Для этого значения расхода на рис. 1 показаны зависимости критической окружной скорости от диаметра вентилятора при различных значениях втулочного отношения для критического числа Маха равного 0,83. Скорость звука принималась равной 340 м/с.

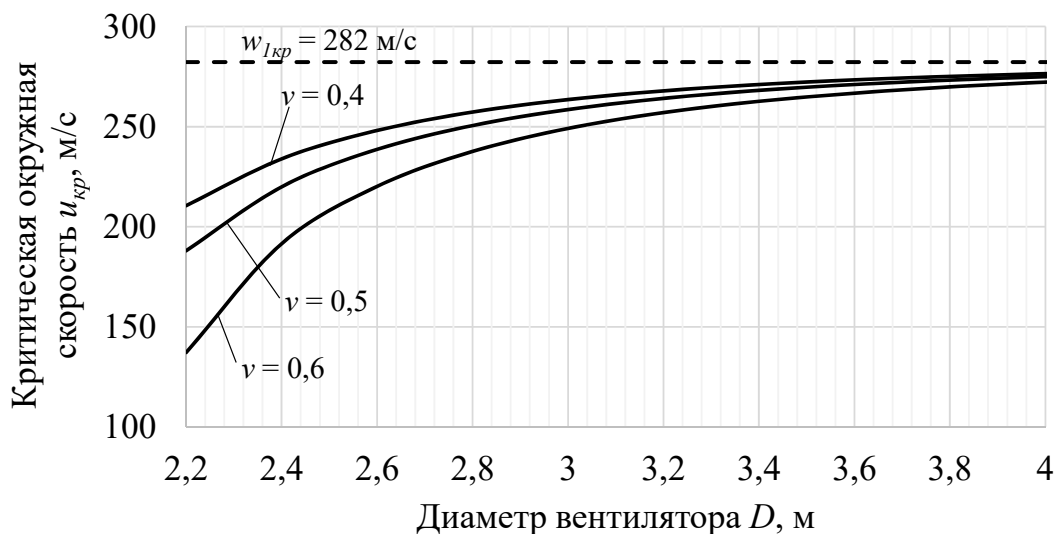


Рис. 1. Зависимости критической окружной скорости от диаметра вентилятора при $Q = 600 \text{ м}^3/\text{с}$, $M_{кр} = 0,83$

Этот график позволяет заключить, что при увеличении диаметра предельная окружная скорость, при которой вентилятор в номинальном режиме работает без значительных потерь, возрастает, но она ограничена значением критической скорости на входе.

Особенности проведенного расчета лопаток

Рассмотрим расчет лопаток рабочего колеса высокоскоростного вентилятора, имеющего окружные скоростями свыше 200 м/с. Лопатки имеют традиционные дозвуковые профили. За основу взята методика расчета ЦАГИ [5]. В качестве расчетного режима вентилятора выбрана подача воздуха 600 м³/с при сопротивлении сети 6000 Па. Концевая скорость u по концам лопаток принята равной 220 м/с, диаметр – 2,8 м. При этом скорость вращения вентилятора составит около 1500 об/мин. В вентиляторе предполагается использование спрямляющего аппарата (СА). Расчет проведен для втулочных отношений 0,4, 0,5 и 0,6.

Безразмерные коэффициенты расхода и давления для заданных размерных параметров определяются соответственно как

$$\varphi = \frac{Q}{Fu} = 0,443, \quad \psi = \frac{2P}{\rho u^2} = 0,207,$$

где $F = \pi D^2 / 4$ – характерная площадь вентилятора, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Требуемому давлению, окружной и осевой скоростям на конкретном радиусе соответствуют определенные углы входа β_1 и выхода β_2 потока, обтекающего решетку профилей. Эти углы образованы направлением потока и фронтом решетки. Их значения на привтулочном $r = v$ и прикорпусном $r = 1$ безразмерных радиусах на расчетном режиме приведены в табл. 1. Углам соответствует некоторое значение $\tau C_{ж}$, характеризующего относительную нагруженность решетки, где τ – относительная густота решетки, $C_{ж}$ – коэффициент силы Жуковского, действующей на отдельный профиль. Необходимо подобрать такие геометрические параметры лопаточного венца, чтобы поток отклонялся на заданные углы и при этом не разгонялся до скоростей больших скорости звука.

Таблица 1

Углы входа и выхода потока на привтулочном и прикорпусном радиусах

Решетка на радиусе r	Втулочное отношение v								
	0,4			0,5			0,6		
	β_1	β_2	$\tau C_{ж}$	β_1	β_2	$\tau C_{ж}$	β_1	β_2	$\tau C_{ж}$
v (у втулки)	52,82	82,15	1,133	49,75°	68°	0,752	49,08°	61,12°	0,514
1 (у корпуса)	27,81	31,25	0,244	30,57°	34,2°	0,237	34,69°	38,53°	0,225

Для определения максимальной скорости потока при обтекании можно воспользоваться коэффициентом диффузорности $D_e \approx w_{\max} / w_2$, введенным С. Либляйном [6]. На основании анализа результатов продувок плоских решеток профилей типа американских НАСА-65 и британских С-4 С. Либляйн вывел эмпирическую зависимость этого коэффициента от углов входа и выхода потока в решетку и ее густоты. Приведем ее, как она дана в [5]:

$$D_e = 1,12 \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} + \frac{0,64}{\tau} \sin(\beta_2 - \beta_1) \quad (1)$$

Либляйном также было показано, что для традиционных профилей при $w_{\max} / w_2 > 2$ наблюдается резкий рост профильных потерь, свидетельствующий о начале развития отрывных явлений.

Исходя из (1) влиять на максимальную скорость потока при заданных углах входа и выхода и определенном втулочном отношении можно только густотой решетки τ . Для рассматриваемых втулочных отношений были подобраны такие густоты на прикорпусном радиусе, чтобы максимальная относительная скорость потока w_{\max} при обтекании не превышала скорость звука. Их значения приведены в табл. 2. Также там показаны значения параметра диффузорности D_{e1} и отношения $w_{\max 1}$ к скорости звука $a = 340$ м/с для решеток профилей на прикорпусных радиусах.

Таблица 2

Параметры прикорпусных и привтулочных решеток

v	0,4	0,5	0,6
τ_1	0,35	0,47	0,75
D_{e1}	1,35	1,32	1,28
$w_{\max 1}/a$	0,76	0,84	0,95
τ_v	1,03	1,07	1,29

На привтулочном радиусе густота решетки выбирается такой, чтобы обеспечить уменьшение длины хорды сечения лопатки по радиусу к периферии. Такой выбор обусловлен повышением вибропрочностных свойств лопаток с расчетом на то, что перо лопатки на привтулочном радиусе по всей площади будет иметь контакт с хвостовиком. Определяющим будет значение густоты на прикорпусном радиусе. Значения густоты для профилей лопатки рабочего колеса зададим так, чтобы длина хорды b линейно убывала по радиусу. Поскольку $bz_K = 2\pi r\tau$, где z_K – число лопаток рабочего колеса, то для убывания длины хорды необходимо, чтобы $\tau_1 < \tau_v v$. Это условие выполняется для рассматриваемых втулочных отношений при задании значений густот решетки τ_v на привтулочном радиусе, приведенных в табл. 3. При этом коэффициент диффузорности на привтулочном радиусе D_{ev} не превышает 1,7.

Подойти к выбору густоты решетки на привтулочном радиусе можно по-другому, исходя из критерия допустимой аэродинамической нагруженности. Как было сказано выше, согласно рекомендациям для плоских решеток коэффициент диффузорности D_e решетки не должен превышать значения 2. Однако И. В. Брусиловским и В. В. Митрофовичем [5,7] показано, что для осевых вентиляторов коэффициент $D_e=2$ не может быть использован в качестве критерии максимально допустимой нагруженности решеток вращающегося венца. В результате экспериментальных исследований авторами показано, что у привтулочных сечений этот коэффициент может достигать значений 2,4 при нормальной работе вентилятора. Анализ полученных данных показал, что предельное значение D_e зависит от угла входа потока в решетку. Авторами получены зависимости предельных D_e для решеток профилей у втулки (D_{ev}) и периферии (D_{el}) от угла входа потока в решетку.

При этом на прикорпусном радиусе коэффициент D_e для нормальной работы вентилятора зачастую наоборот должен быть значительно меньше 2. На рис. 2 [5] показаны зависимости предельной диффузорности решетки колеса на прикорпусном радиусе от угла входа потока при различных коэффициентах запаса по сопротивлению сети k_c . Как видно из рисунка при углах входа меньших 20° D_e должен быть меньше 1,6.

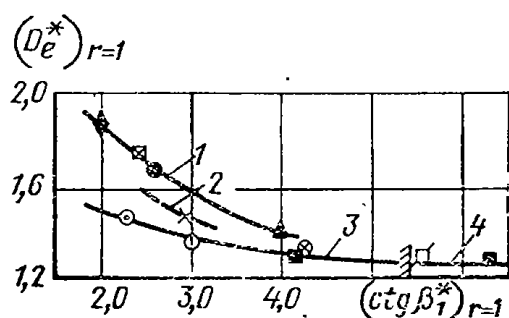


Рис. 2. Зависимость предельной диффузорности решетки профилей колеса на прикорпусном радиусе от угла входа потока:

1 – $k_c \leq 1,3$; 2 – $1,5 \leq k_c \leq 2$; 3 – $k_c \leq 2,5$; 4 – монотонная зависимость давления от расхода

По рис. 2 можно заметить, что для получения более широкой области устойчивой работы требуется уменьшать диффузорность решетки на прикорпусном радиусе. По кривой 4 можно определить пределы параметров вентилятора, в которых возможно получить машину с монотонной характеристикой, т. е. не имеющей перегибов кривой давления при любых расходах. Согласно рис. 2, для получения монотонной характеристики необходимо, чтобы на прикорпусном радиусе выполнялись условия

$$D_{el} \leq 1,22, ctg \beta_1 \geq 5,4. \quad (2)$$

Из уравнения Эйлера, при осевом входе в решетку рабочего колеса (при отсутствии входного направляющего аппарата), угол на выходе в относительном движении на прикорпусном радиусе определится как

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = (1 - \psi / 2) / \bar{c}_a, \quad (3)$$

где \bar{c}_a – коэффициент осевой скорости.

Угол на входе в решетку рабочего колеса в относительном движении на прикорпусном радиусе вычисляется из

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = 1 / \bar{c}_a. \quad (4)$$

Решая систему уравнений, состоящей из (1), (3), (4) с выполнением условий (2) при разных густотах τ_l решетки профилей на прикорпусном радиусе, получим семейство кривых, показанных на рис. 3. Они иллюстрируют границу коэффициента давления в зависимости от величины коэффициента осевой скорости, выше которой невозможно получение вентилятора с монотонной аэродинамической характеристикой.

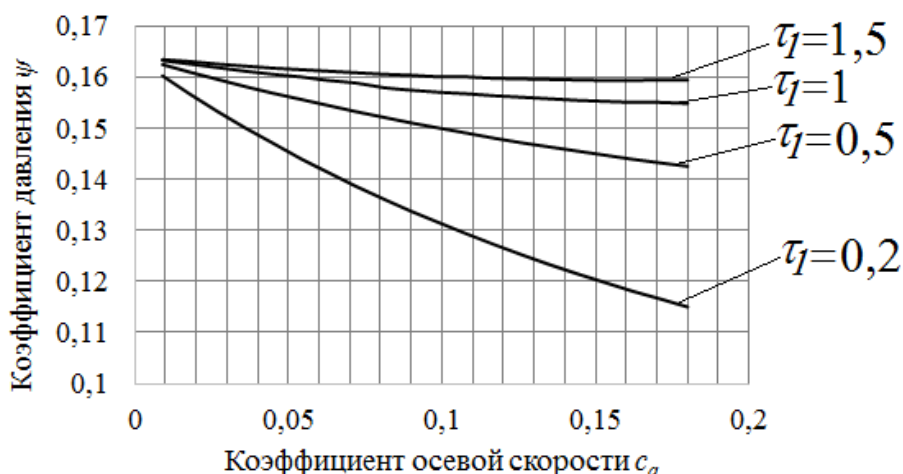


Рис. 3. Зависимость предельного коэффициента давления вентилятора с монотонной характеристикой от коэффициента осевой скорости при различных густотах решетки на привтулочном радиусе

При расчете лопаток изменение углов атаки и относительная толщина профилей задавалась в соответствии с рекомендациями ЦАГИ. При обтекании со скоростями, приближающимися к скоростям звука выгодно делать профили как можно тоньше [4], поскольку при уменьшении относительной толщины расширяется проточная часть межлопаточного канала и уменьшаются местные скорости, поэтому на прикорпусном радиусе относительная толщина задавалась равной 0,05.

При течении в решетке СА воздушный поток разгоняется до скоростей значительно меньших, чем при течении в межлопаточных каналах рабочего колеса, поэтому он проектируется согласно обычным рекомендациям. Для обеспечения одновременного разворота лопаток при аэродинамическом реверсировании густота решетки на любом радиусе не должна превышать 1.

Характеристика схем

В программном пакете ANSYS проведен расчет аэродинамических характеристик полученных схем в прямом режиме. В результате получены графики расход-давление и расход-КПД, представленные на рис. 4. Также получены характеристики схем при реверсивной работе, показанные пунктирными линиями. В реверсе рабочее колесо имеет направление вращения, противоположное прямому. СА развернут и установлен в положение, при котором достигается наибольший расход воздуха.

В расчете характеристики вентилятора не учитывались зазор между корпусом и лопатками. Расчет проводился с учетом сжимаемости воздуха. Входящий поток имел температуру 25°C и нормальное давление.

Как видно из рисунка, кривая давления от расхода тем круче в ниспадающей области, чем выше густота решетки и чем больше втулочное отношение. Схема с втулочным отношением 0,4 более выгодна, поскольку имеет более широкий диапазон эффективной работы. Согласно нормативным документам [8] шахтные вентиляторы должны обеспечивать подачу воздуха в реверсивном режиме в количестве не менее 60% от прямого режима. Поэтому важным является вопрос реверсивного качества проектируемых схем.

Как видно из графиков, приведенных на рис. 4, схемы с втулочными отношениями 0,5 и 0,6 обладают высокими реверсивными характеристиками. Это объясняется, прежде всего, тем, что высокая скорость вращения позволила «разгрузить» лопаточный венец благодаря низкому коэффициенту давления, уменьшив тем самым кривизну профилей. Как показано Брусиловским [5], увеличение кривизны профилей повышает потери давления в режиме реверса и уменьшает рабочий диапазон углов набегающего потока при котором происходит его торможение в решетке. Поэтому уменьшение кривизны выгодно для повышения реверсивных качеств.

По графику видно, что наиболее устойчивая работа наблюдается у схемы с втулочным отношением 0,6. КПД в реверсивном режиме довольно высок и достигает 0,6, а подача для той же сети превышает 0,7 от прямого режима.

Схема с втулкой 0,4 не обеспечивает требуемые 60% расхода в реверсе от прямого режима и не может быть использована как реверсивная. Однако широкий диапазон работы и высокий КПД в прямом режиме выгодно отличают ее от других схем.

В режиме реверса все схемы имеют рабочую точку для заданной сети, лежащую в области устойчивой работе. Кривая давления схемы с втулочным отношением 0,4 не имеет перегибов, что говорит о возможности устойчивой работы в режиме реверса на всем рассчитанном диапазоне подачи.

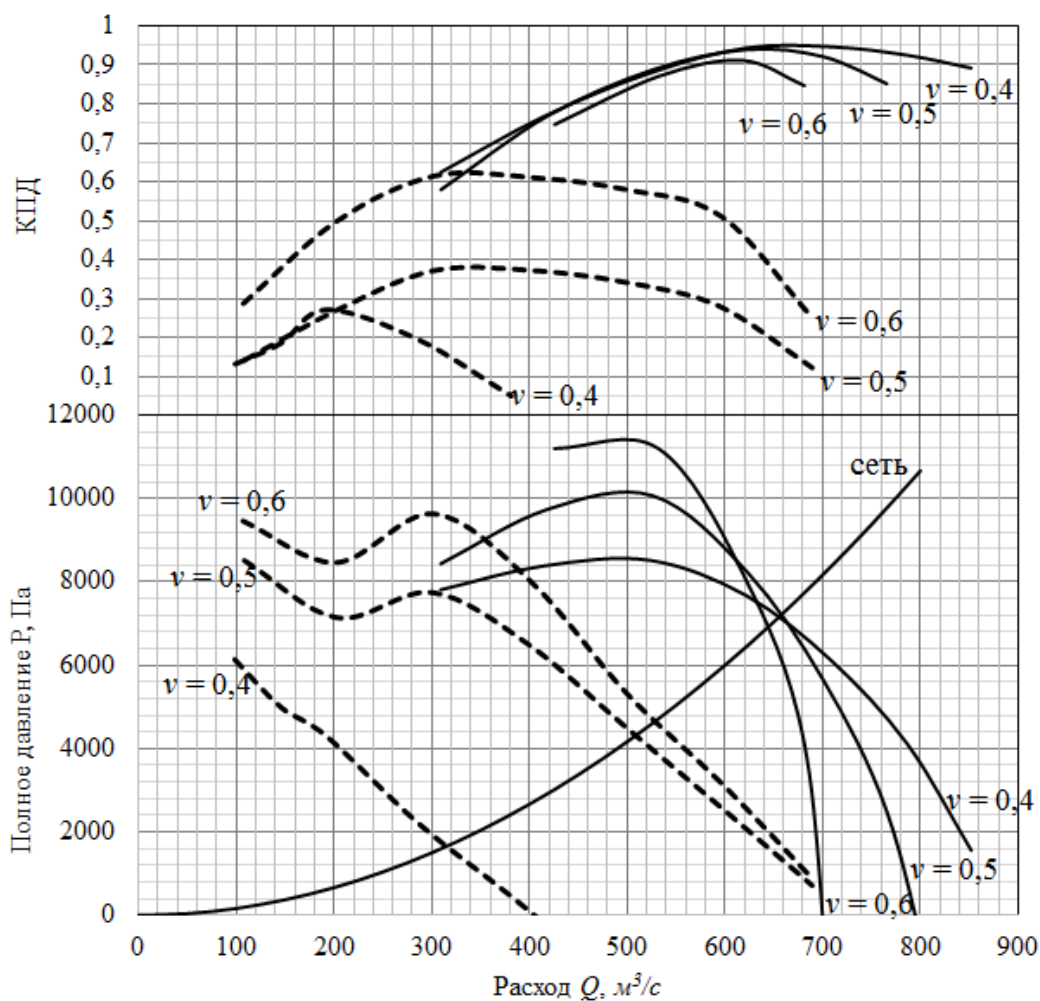


Рис. 4. Характеристика рассчитанных схем вентилятора:
 сплошные линии – прямой режим работы; пунктирные линии – реверсивный режим работы

Заключение

Получено выражение для определения предельной окружной скорости по концам лопаток для вентиляторов с лопатками, имеющими дозвуковые профили.

Проведен расчет аэродинамической схемы высокоскоростного вентилятора с ограничением на максимальную скорость потока на прикорпусном радиусе.

Определены предельные значения коэффициента осевой скорости и коэффициента давления, при которых возможно получение вентилятора, выполненного без входного направляющего аппарата, с монотонной аэродинамической характеристикой.

Получены аэродинамические схемы с разным втулочным отношением и численно определены характеристики этих схем в прямом и реверсивном режимах работы. Показано, что повышение осевых скоростей воздуха за счет увеличения втулочного отношения способствует улучшению реверсивных

свойств вентиляторов по сравнению с менее скоростными вентиляторами, рассчитанными на те же значения абсолютного давления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Красюк А.М., Русский Е.Ю. К вопросу прочности рабочих лопаток с ячеистой структурой сердечника для осевых шахтных вентиляторов // Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2018. XIV Междунар. науч. конгр. : Междунар. науч. конф. «Недропользование. Горное дело. Направления и технологии поиска, разведки и разработки месторождений полезных ископаемых. Экономика. Геоэкология»: сб. материалов в 6 т. (Новосибирск, 23–27 апреля 2018 г.). – Новосибирск: СГУГиТ, 2018. Т. 6.– С. 100–106.

2. Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А. Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин // Вестник самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва – Самара: Изд-во Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва. 2015. № 3-1. – с. 139-147

3. Панова Н.В. Исследование напряженно-деформированного состояния высоконагруженных роторов шахтных осевых вентиляторов: Диссертация кандидата технических наук – Новосибирск, 2013. – 125с.

4. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Технология компрессоростроения. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия.: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2008. – 121 с.

5. Брусиловский И.В., Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.

6. Lieblein S. Analysis of Experimental Low-Speed and Stall Characteristics of Two-Dimensional Compressor Blade Cascades. – NASA Research Memorandum E57A28, 1957. – 65 pp.

7. Митрофович В.В. Высоконагруженные осевые вентиляторы с высоким статическим КПД // Повышение эффективности вентиляторных установок. Изд. Московского дома научно-технической пропаганды им. Ф.Э. Дзержинского. 1982

8. Правила безопасности в угольных шахтах: ПБ 05-618-03. – М.: Недра, 2004.– 296 с.

© П. В. Косых, 2020