

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Казанский государственный архитектурно-строительный
университет

Кафедра теплоэнергетики

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению расчетно-графической работы
по дисциплине

«Насосы, вентиляторы и компрессоры»

для студентов специальности 270109 «ТГВ»

и направлению подготовки 270800.62 «Строительство»

КАЗАНЬ
2012

Составители: Енюшин В.Н.

УДК 621.65

ББК 38.76

Методические указания к изучению курса и выполнению расчетно-графической работы по дисциплине «Насосы, вентиляторы и компрессоры» для студентов специальности 270109 «ТГВ» и направление подготовки 270800.62 «Строительство»

Сост.: В.Н.Енюшин, Казань: КГАСУ, 2012. – 16 с.

В методических указаниях даны рекомендации к изучению курса «Насосы, вентиляторы и компрессоры», пример расчета и теоретические материалы к выполнению расчетно-графической работы по дисциплине.

Методические указания предназначены для студентов специальности 270109 – Теплогазоснабжение и вентиляция.

Илл. 7, библиогр. 4 наименов.

Рецензент: директор института Электроэнергетики и электроники, заведующий кафедрой, ЭСиС, д. ф-м. н., профессор КГЭУ Козлов В.К.

© Казанский государственный
архитектурно-строительный университет, 2012
© Енюшин В.Н., 2012

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Работа лопатного колеса	5
Корпус и его назначение	9
Определение основных размеров радиальных вентиляторов простейшего типа	11
ЛИТЕРАТУРА	15

Введение

Курс «Насосы, вентиляторы и компрессоры» базируется на знании основных законов теоретической механики, гидро- и аэродинамика, приобретенных при изучении дисциплин: «Математика», «Физика», «Механика жидкости и газа» и «Теоретические основы теплотехники» и является основной для изучения профильных дисциплин специальности ТГВ.

Курс состоит из теоретических разделов, в которых излагаются принцип действия и элементы теории лопастных, объемных и струйных нагнетателей.

В предлагаемых методических указаниях изложены основы гидроаэродинамики работы лопастного колеса и назначение корпуса нагнетателя. Изучив теоретический раздел курса, необходимо закрепить полученные знания путем решения конкретных инженерных задач. Одна из них – определение основных размеров радиального вентилятора. С целью углубления полученных теоретических знаний студенты выполняют лабораторные работы[3].

Изучение курса и необходимо студентам, обучающимся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция», для успешного освоения таких дисциплин, как газоснабжение, отопление, теплоснабжение, вентиляция и кондиционирование воздуха.

Работа лопаточного колеса

Основной частью всякого вентилятора является лопаточное колесо, при вращении которого передается часть подводимой к двигателю энергии. Во всех других частях вентилятора (корпусе, направляющих и спрямляющих аппаратах) энергия только теряется.

Чтобы пояснить происходящий в лопаточных колесах процесс передачи мощности двигателя воздуху, т.е. процесс образования давления, рассмотрим вывод уравнения для определения давления, развиваемого радиальным вентилятором (аналогичный результат можно получить и для других лопаточных вентиляторов).

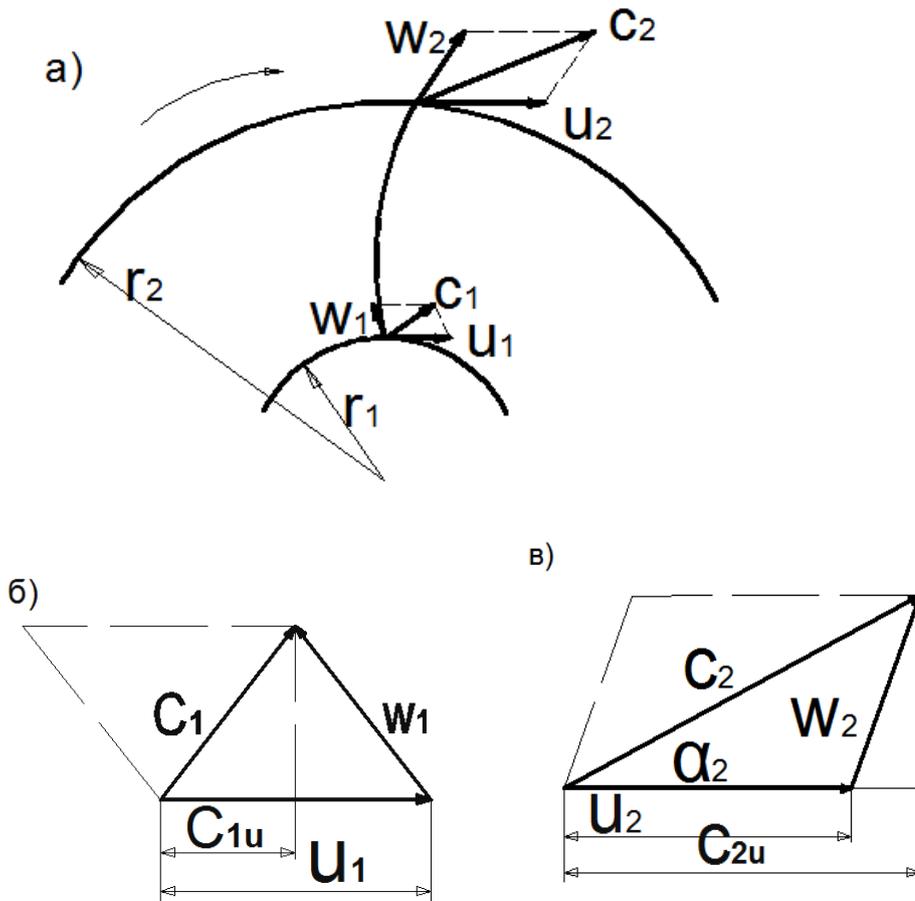


Рис.1. Векторы скоростей: а) движение жидкости вдоль лопатки, б) при входе на лопатку, в) при выходе с лопатки.

При изучении процесса движения воздуха вдоль лопатки радиального колеса абсолютную скорость движения C можно по правилу параллелограмма разложить на две составляющие:

- 1) переносную или окружную скорость, направленную по касательной к данной точки окружности,

$$u = \omega \cdot r, \tag{4}$$

где ω - угловая скорость, рад/с;

r - радиус;

2) относительную скорость W , направленную по касательной к лопатке в данной точке.

Рассмотрим (рис.3) треугольники этих скоростей непосредственно перед входом на лопатку (с индексом 1) и сразу после выхода с нее (с индексом 2). Из треугольника скоростей на основе тригонометрических соображений получим:

$$\begin{aligned}W_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1, \\W_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2.\end{aligned}\quad (5)$$

Представим себе движение воздуха в канале между двумя лопатками колеса без каких-либо потерь. Приращение полного давления (теоретического) будет равняться сумме приращений статического и динамического давлений:

$$p_T = (p_{ст2} - p_{ст1}) + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2) \quad (6)$$

Статическое давление на пути движения в канале будет увеличиваться за счет работы центробежной силы и возможного уменьшения относительной скорости в канале (диффузорного эффекта), т.е. приращение будет равно

$$p_{ст2} - p_{ст1} = p_{ст.ц.} - p_{ст.д.} \quad (7)$$

$$S = mr\omega^2 \quad (8)$$

Центробежная сила

где m - масса; r - радиус; ω - угловая скорость.

Секундная работа этой силы на пути движения воздуха в канале (энергия) выразится уравнением:

$$A = \int_{r1}^{r2} mr\omega^2 dr \quad (9)$$

Так как давление представляет собой энергию, отнесенную к единице объема, а масса в единице объема является плотностью $m/V = \rho$, то

$$p_{\text{ст.ц.}} = \int_{r_1}^{r_2} \rho r \omega^2 dr \quad (10)$$

откуда после интегрирования получим:

$$p_{\text{ст.ц.}} = \frac{\rho}{2} (\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2) = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (11)$$

Приращение статического давления за счет изменения относительной скорости при расширении потока в канале (диффузорного эффекта) равно:

$$p_{\text{ст.д.}} = \frac{\rho}{2} (W_1^2 - W_2^2) \quad (12)$$

Приращение полного давления получим после суммирования и соответствующего преобразования составляющих

$$p_T = \frac{\rho}{2} \left[(u_2^2 - u_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) \right] + \frac{\rho}{2} (c_1^2 - c_2^2) = \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + W_1^2 - W_2^2) \quad (13)$$

Если значение W_1^2 и W_2^2 заменить выражениями, полученными выше из треугольников скоростей, то после преобразования получим уравнение, определяющее величину полного теоретического давления развиваемого лопаточным колесом:

$$\begin{aligned} p_T &= \frac{\rho}{2} \left[c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + (c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1) - (c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2) \right] = \\ &= \rho (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) \end{aligned} \quad (14)$$

Будем считать скоростью закручивания проекцию абсолютной скорости на направление окружной скорости $c_u = c \cos \alpha$, а безразмерным закручиванием – отношение $c_u = c_u / u$. Подставив это значение, получим уравнение давления:

$$p_T = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u} = \rho \bar{c}_{2u} u_2^2 - \rho \bar{c}_{1u} u_1^2 \quad (15)$$

Уравнение давления, развиваемого лопаточным колесом, было выведено еще в 1755г. Л. Эйлером для бесконечного количества лопаток и равномерного распределения скоростей.

Фактически часть давления $\sum \Delta p$ теряется в колесе и корпусе, поэтому действительной давление лопаточного вентилятора составляет:

$$p = \rho \eta_h \left(\bar{c}_{2u} u_2^2 - \bar{c}_{1u} u_1^2 \right) \quad (16)$$

где $\eta_h = p / p_T = (p_T - \sum \Delta p) / p_T$ - гидравлический (полный) к. п. д.

В обычных условиях при отсутствии устройств для закручивания потока перед колесом $c_{1u} \cong 0$.

$$p = \rho \eta_h \bar{c}_{2u} u_2^2 \quad (17)$$

Поэтому

Произведение $\eta_h \bar{c}_{2u}$ назовем безразмерным давлением \bar{p} .

$$p = \rho \bar{p} u_2^2 \quad (18)$$

Из этого выражения следует, что развиваемое лопаточным вентилятором давление зависит от следующих факторов:

- 1) плотности ρ , характеризующей физические свойства воздуха;
- 2) безразмерного давления \bar{p} , обусловленного в первую очередь геометрической формой лопаток;
- 3) окружной скорости на концах лопаток u_2 , характеризующей кинематические условия.

Выходные кромки лопаток радиальных вентиляторов могут быть загнутыми вперед ($\beta_2 > 90^\circ$) (рис.4), радиальными ($\beta_2 = 90^\circ$) и загнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$).

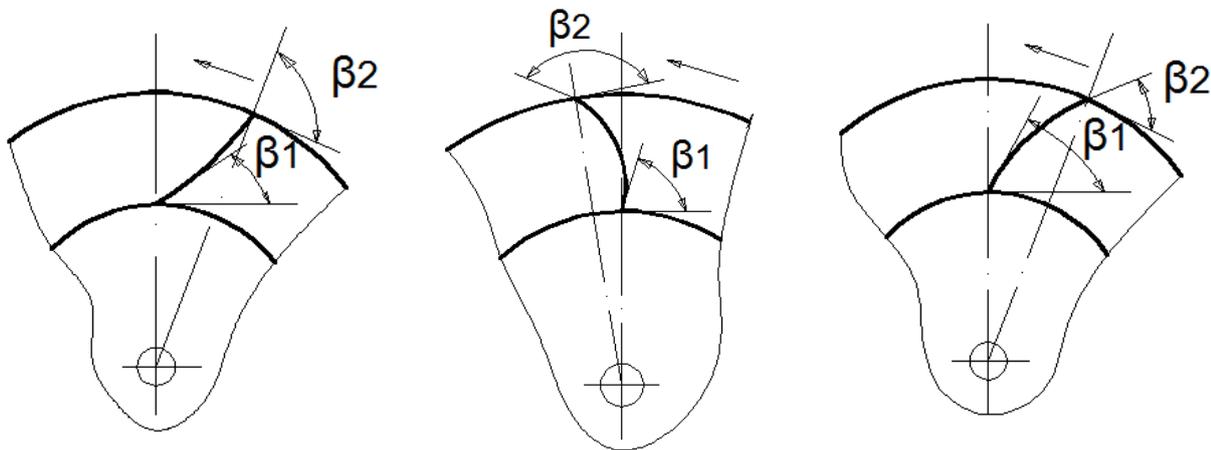


Рис.2. Формы лопаток колес радиальных вентиляторов:
а – загнутая назад, б – радиальная, в – загнутая вперед

Входные кромки лопаток центробежных вентиляторов для обеспечения безударного входа всегда следует отгибать в направлении вращения ($\beta_2 < 90^\circ$). Очертания лопаток при заданных углах входа и выхода должны быть плавными, и желательно применять профилированные объемные лопатки.

У осевых вентиляторов лопатки колеса не образуют явно выраженных каналов (как у радиальных) и работают аналогично изолированным крыльям, однако вышеприведенное уравнение Л. Эйлера и рассмотренные зависимости распространяются и на осевые вентиляторы.

Корпус и его назначение

Поток жидкости, сбегаящий с лопастного колеса, собирается в корпусе, который также понижает его скорость и соответственно преобразует динамическое давление в статическое.

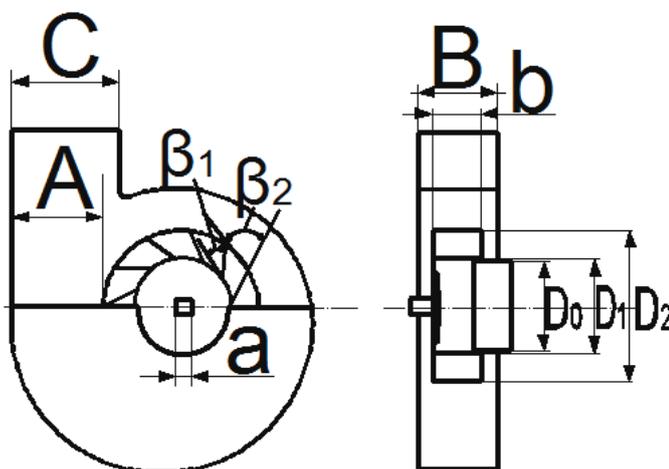


Рис.3. Обозначение основных размеров для центробежных (радиальных) лопастных нагнетателей:

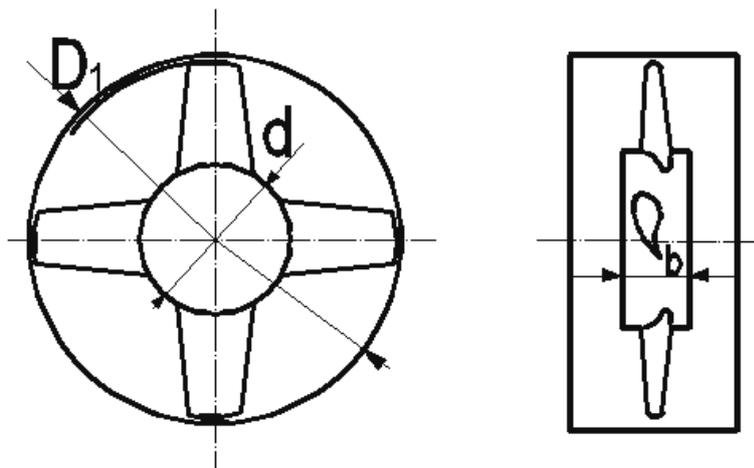


Рис.4. Обозначение основных размеров для осевых лопастных нагнетателей

У центробежных (радиальных) нагнетателей корпус имеет спиральную форму — улитку (рис. 3), а у осевых — цилиндрическую — обечайку (рис.4).

На рис.3, представлен корпус, характерный для радиальных вентиляторов и обычно выполняемый из листовой стали на сварке; корпуса центробежных насосов, выполняемые обычно путем отливки, имеют более выгодную скругленную форму.

У осевых нагнетателей в связи с тем, что жидкость не изменяет направление движения, корпус имеет цилиндрическую форму и его роль более ограничена, чем у центробежных (радиальных).

Определяющим параметром спирального корпуса является его разворот A – наибольшее расстояние от стенки корпуса радиального колеса. Очертание спирального корпуса обычно соответствует архимедовой спирали.

Приближенно архимедову спираль можно построить с помощью так называемого конструкторского квадрата со стороной a (рис. 6). Для этого от вершины конструкторского квадрата проводят определяемым из расчета радиусом дугу в $1/4$ окружности, после чего центр перемещают в последующие вершины и последовательно уменьшающимся радиусом вычерчивают еще две дуги. Эти три дуги и образуют профиль спирального корпуса. Из построения можно заметить, что $a=A/4$. Продолжением его является «язык» — часть профиля, помещающаяся внутри спирального корпуса. Рациональная длина и контур «языка» для разных нагнетателей бывают различными. Некоторые радиальные вентиляторы лучше работают без него.

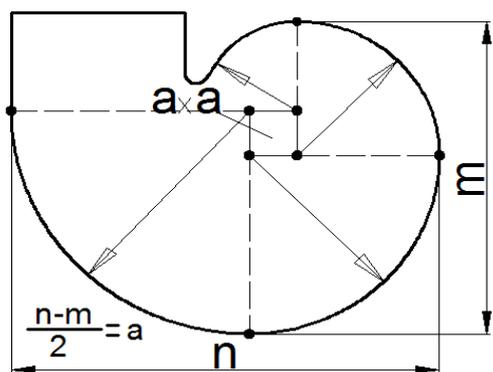


Рис.5. Построение спирального корпуса

Цилиндрический корпус осевого нагнетателя (обечайку) целесообразно снабжать осевым диффузором для понижения скорости потока при выходе и преобразовании динамического давления в статическое. Для преобразования динамического давления скорости закручивания в статическое часто применяют спрямляющий аппарат, устанавливаемый непосредственно за осевым колесом. Такой аппарат состоит из плоских или профилированных лопаток, образующих продольные каналы.

В цилиндрическом корпусе осевого нагнетателя полезно перед колесом устанавливать направляющий, а за колесом – спрямляющий аппараты из радиальных лопаток. Диаметр корпуса должен лишь минимально превышать диаметр колеса во избежание большого перетекания воздуха через зазор, что существенно ухудшает условия работы. При понижении противодавления влияние зазора сказывается в меньшей степени.

Определение основных размеров радиальных вентиляторов простейшего типа

Обычный радиальный вентилятор достаточно прост по конструкции и при отсутствии подходящего серийного вентилятора его можно без особых затруднений изготовить на месте (это не относится к насосам и компрессорам).

В этом случае основные аэродинамические размеры определяют путем приведенного ниже расчета, разработанного М.П. Калинушкиным [2] на основе статистического анализа большого количества испытаний радиальных вентиляторов с хорошими показателями.

Для расчета должны быть заданы L (м³/с); p (Па) (приведенное к $\rho_0=1,2$ кг/м³) и, поскольку желательно непосредственное соединение с электродвигателем, ω — рад/с.

Расчет рекомендуется вести в последовательности, описанной ниже.

1. В соответствии с заданием прежде всего вычисляют удельную быстроходность:

$$n_y = 53 \frac{L^{1/2} \omega}{p^{3/4}} \quad (1)$$

2. Диаметр входа в вентилятор D_0 определяют, исходя из условия минимальных потерь при входе потока на лопатки по формуле ЦАГИ:

$$D_0 = k \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{\omega}} \quad (2)$$

где в зависимости от удельной быстроходности n_y рекомендуется $k=1,6...1,8$.

Для радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, и при $n_y=20...55$ нами рекомендуется в среднем $k=1,65$, а для лопаток, загнутых назад, и $n_y=40...80$ $k=1,75$.

Позднее в ЦАГИ была предложена формула несколько иного вида: $D_0=(k_1 L^{1/2}/p^{3/4})$ при значениях $k_1=1,35... 1,9$.

Эти обе формулы в указанных нами пределах дают достаточно совпадающие результаты.

3. Диаметр входа в колесо (на лопатки колеса) D_1 принимают по конструктивным соображениям $D_1=D_0$.

4. Для определения наружного диаметра колеса D_2 на основе статистической обработки результатов многочисленных испытаний хороших радиальных вентиляторов простейшего типа с постоянной шириной колес ($b_1=b_2$), лопатками, загнутыми вперед ($\beta_2>90^\circ$), и в

пределах их удельной быстроходности $n_y = 20 \dots 55$ можно принять в среднем (рис. 1) $D_2 = D_0 60/n_y$.

Более поздний анализ результатов испытаний радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$), и в пределах их удельной быстроходности $n_y = 40 \dots 80$ позволяет в среднем рекомендовать $D_2 = D_0 105/n_y$.

5. Для уменьшения потерь давления на входе в колесо желательно скорость здесь сохранить равной скорости входа в вентилятор путем сохранения проточных площадей: $\pi D_0^2/4 = \pi D_1 b_1$.

В действительности при входе в колесо постоянной ширины ($b_1 = b_2 = b$) поток совершает поворот и происходит его отрыв, т.е. фактическая площадь сокращается. Вследствие этого ширину колеса нужно принять с запасом. Тогда, а также с учетом уже принятого нами, что $D_1 = D_0$, получаем

$$k \pi D_0^2/4 = \pi D_0 b \quad \text{и} \quad b = k D_0/4.$$

Нами рекомендуется принимать для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, $k = 1,2 - 2,5$, а с лопатками, загнутыми назад, $k = 1,05 - 1,25$. При этом запас рекомендуется тем больший, чем больше отношение D_0/D_2 .

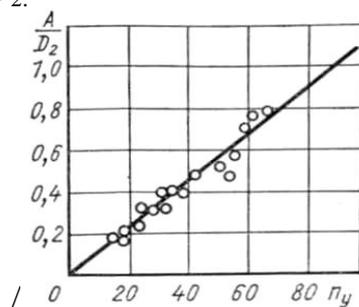


Рис.6. График зависимости A/D_2 от n_y

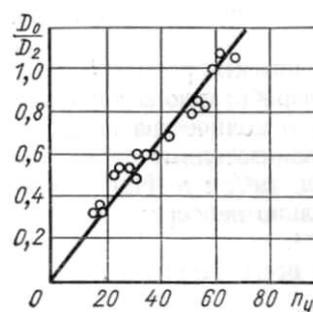


Рис.7. График зависимости D_0/D_2 от n_y

6. Число лопастей колес вентиляторов можно определить по формуле

$$z = \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \quad (3)$$

с последующим округлением результатов до чисел, кратных 4 и 6.

Эта формула выведена с учетом того, что для обеспечения достаточного воздействия лопаток на поток и необходимой жесткости колеса шаг (или расстояние) между лопатками на среднем диаметре $(D_2 + D_1)/2$ должен быть равен радиальной длине лопатки $(D_2 - D_1)/2$.

7. В целях уменьшения гидравлических потерь угол входа на лопатки следует принимать в пределах $\beta_1 = 40 \dots 80^\circ$. При этом больший угол соответствует колесам вентиляторов с меньшими значениями удельной быстроходности.

8. Величину раскрытия спиральных корпусов A аналогично определению D_2 при лопастях колес, загнутых вперед (рис.2), и в пределах значений удельной быстроходности $n_y=20...55$ можно принять $A=D_2n_y/90$.

При лопатках, загнутых назад, и в пределах значений удельной быстроходности $n_y=40...80$ $A=D_2n_y/125$.

9. Радиальные вентиляторы простейшего типа, основные размеры которых определены с помощью указанных формул и соотношений, отвечают требованиям с достаточной для практических целей точностью при угле установки лопаток колеса на выходе $\beta_2=140...160^\circ$, когда лопатки загнуты вперед; $\beta_2=20...40^\circ$, если лопатки загнуты назад.

При меньших и больших углах β_2 принятые в приведенных выше формулах константы не могут быть рекомендованы, и их следует определять вышеописанным статическим методом.

10. Ширину спиральных корпусов прямоугольного сечения можно принять из монтажных соображений. Наиболее удобны для присоединения к воздухопроводам спиральные корпуса, выпускные отверстия которых имеют форму квадрата и площади равны входным отверстиям. Тогда $B^2 = \pi D_0^2/4$ и $B=0,885 D_0$.

11. Мощность вентилятора N (кВт) на колесе, основные размеры которого определены указанным выше способом, можно вычислить по формуле $N=Lp/1000\eta$, принимая КПД при лопатках колеса, загнутых вперед, $\eta=0,55...0,6$ и при лопатках, загнутых назад, $\eta=0,6...0,7$.

Пример. Определить основные размеры радиального вентилятора компактных габаритов, т. е. при лопастях колеса, загнутых вперед, если задано:

$$L=2000 \text{ м}^3/\text{ч}=0,555 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$p=2200 \text{ Па} \quad (\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3);$$

$$\omega=300 \text{ с}^{-1} \quad (n=2900 \text{ об/мин}). \quad (\omega = 2\pi n)$$

Решение.

$$1. n_y = 53 \frac{0,555^{1/2} 300}{2200^{3/4}} = 37.$$

$$2. D_0 = 1,65 \sqrt[3]{0,555/300} = 0,20 \text{ м}.$$

$$3. D_1 = D_0 = 0,20 \text{ м}.$$

$$4. D_2 = 0,20 \frac{60}{37} = 0,33 \text{ м}.$$

$$5. b = 0,6 \cdot 0,20 = 0,12 \text{ м}.$$

$$6. Z = 3,14 \frac{0,33 + 0,20}{0,33 - 0,20} = 12.$$

$$7. \beta_1 = 60^\circ.$$

8. $\beta_2=150^\circ$.

9. $A = 0,33 \frac{37}{90} = 0,135\text{м}; \quad a = \frac{0,135}{4} = 0,034\text{м}.$

10. $B=0,885 \cdot 0,20=0,18\text{м}.$

11. $N = \frac{0,555 \cdot 2200}{1000 \cdot 0,6} = 2,0 \text{ кВт (без запасов)}.$

Аэродинамическая схема рассчитанного радиального вентилятора приведена на рис.3.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гримитлин А.М., Иванов О.П., Пухкал В.А. «Насосы, вентиляторы, компрессоры в инженерном оборудовании зданий». Учебное пособие. Изд-во АВОК «Северо-Запад» Санкт-Петербург, 2006г.

2. Калинушкин Н.П. «Насосы и вентиляторы». Учебное пособие. В.Ш., Москва, 1987 г.

3. Давыдов А.П. Методические указания для студентов специальности 290700 «Расчет и подбор вентиляторов» КГАСА, 1998 г.

4. Енюшин В. Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. Методические указания для проведения лабораторных работ для студентов специальности 270109 – Теплогазоснабжение и вентиляция, Казань, КГАСУ, 2009.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению расчетно-графической работы
по дисциплине
«Насосы, вентиляторы и компрессоры»
для студентов специальности 270109 «ТГВ»
и направление подготовки 270800.62 «Строительство»

Составители: ЕНЮШИН Владимир Николаевич

Редактор:

Редакционно-издательский отдел
Казанского государственного архитектурно-строительного университета

Подписано в печать

Заказ

Печать RISO.

Тираж 50 экз.

Бумага тип. № I

Формат 60 x84/16

Усл.-печ.л.

Уч.-изд.л.

Печатно-множительный отдел КГАСУ
420043, Казань, ул. Н.Ершова, 31Б