

УДК 421.8

В.А. БЕЛОПОЛЬСКИЙ, И.И. УСТИНОВ*ГП завод «Электротяжмаш», Украина***АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ
ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЕВЫХ ВЕТРОТУРБИН**

Рассмотрены конфузорный, диффузорный и активный аэродинамические режимы работы лопастной решетки горизонтально-осевой ветротурбины; определены параметры, характеризующие эти режимы, получены уравнения связи этих параметров с аэродинамическими параметрами турбины. Приведено разграничение аэродинамических режимов от их характеристических режимных коэффициентов.

Изложены пути повышения коэффициента энергообмена, направленные на увеличение выработки ветроэлектроустановкой электроэнергии.

аэродинамические режимы, циркуляция, торможение осевой скорости, подъемная сила, интенсификация энергообмена, бироративная ветротурбина, центрифугирование

В период эксплуатации ветроэлектроустановок (ВЭУ) с горизонтальной осью вращения ветротурбины, имеющие конфузорную газодинамическую решетку, могут работать в следующих аэродинамических режимах: 1) конфузорном (турбинном); 2) диффузорном (насосном); 3) активном. Тип аэродинамического режима работы в значительной степени определяется условиями входа потока воздуха, а также: внезапными короткими замыканиями в системе электрооборудования, резким изменением потребления электрической нагрузки потребителями; сбоем в системах регулирования и управления; другими причинами.

Конфузорный аэродинамический режим работы решетки характеризуется ускорением относительной скорости выхода потока W_2 , т.е. $W_2 > W_1$ (рис. 1). При этом углы потока $\beta_1 > \beta_2$, а углы поворота потока в канале могут составлять $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2 \approx 2^\circ \dots 10^\circ$. Характерным для конфузорного режима является отрицательное значение скорости поворота потока C_{u2} , иногда называемой циркуляционной составляющей скорости C_2 . Это объясняется тем, что в лопастной решетке, работающей в конфузорном режиме, направление циркуляции вихря $\Gamma = 2\pi r(-C_{u2})$ обратное тому, какое имеет место при диффузорном аэродинамическом режиме, принятом за положительное значение

циркуляции [5]. Учитывая, что величина циркуляции вихря не зависит от ее знака, в целях снижения времени вычислений и их трудоемкости при выполнении аэродинамических расчетов ветроколес целесообразно опустить знак минус при скорости C_{u2} и полагать величины скоростей C_{u2} и, соответственно коэффициенты циркуляции

$$\kappa_\Gamma = C_{u2}/C_{a1} > 0 \text{ [1]}.$$

В комплексе аэродинамических коэффициентов энергетической теории [1] имеются следующие параметры, отражающие тип аэродинамического режима работы конфузорной решетки ветротурбины: коэффициент конфузорности n , равный отношению относительных скоростей выхода W_2 и входа потока воздуха W_1 , т.е. $n = W_2/W_1$, и коэффициент торможения осевой скорости входа потока воздуха κ , равный отношению осевых скоростей выхода C_{a2} и входа C_{a1} , т.е. $\kappa = C_{a2}/C_{a1}$. Необходимость введения этого коэффициента, имеющего в энергетической теории название коэффициента торможения осевой скорости, объясняется тем, что в связи с передачей части кинетической энергии воздушного потока конфузорной решетке ветротурбины происходит торможение осевой скорости входа потока C_{a1} до величины $C_{a2} < C_{a1}$ [2]. Этот результат был получен

Г.Х. Сабининым при экспериментальных исследованиях моделей ветротурбин.

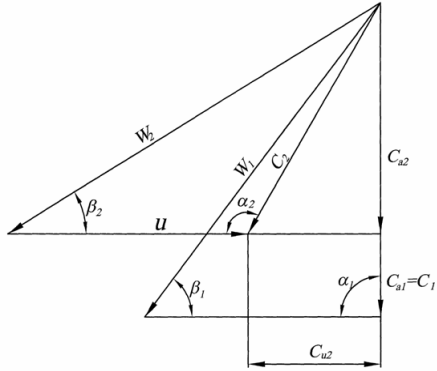


Рис. 1. Треугольники скоростей в ветротурбине при конфузорном аэродинамическом режиме работы

Установим связь коэффициентов конфузорности n с коэффициентами торможения осевой скорости κ . По определению

$$n = \frac{W_2}{W_1}. \quad (1)$$

Если в (1), пользуясь очевидными соотношениями из треугольников скоростей (рис. 1) заменить относительные скорости потока воздуха выражениями

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= \frac{C_{a1}}{\sin \beta_1}; \\ W_2 &= \frac{C_{a2}}{\sin \beta_2} = \frac{\kappa_k C_{a1}}{\sin \beta_2}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

то, после сокращения величины C_{a1} , получим:

$$n_k = \kappa_k \cdot S, \quad (3)$$

где $S = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}$.

Если турбина имеет конфузорный газодинамический режим течения воздушного потока, то всегда $S > 1,0$, т.к. угол потока $\beta_1 > \beta_2$. Так как при этом режиме $W_2 > W_1$, то коэффициент конфузорности $n_k > 1,0$. Тогда коэффициент κ должен быть $\kappa_k < 1,0$. Это подтверждается экспериментами Г.Х. Сабинина [2]. Схематически распределение аэродинамических режимов работы лопастных венцов ветротурбины в зависимости от режимных коэффициентов n и κ изображено на рис. 3. При диффузорном аэродинамическом режиме работы конфузорной решетки величи-

на $S < 1,0$ (угол потока $\beta_1 < \beta_2$), а величина $n_d < 1,0$.

Поэтому в этом случае значения коэффициента $\kappa_d > 1,0$ (рис. 3). Это объясняется тем, что при диффузорном режиме работы решетки происходит не отбор кинетической энергии от воздушного потока решеткой, а наоборот, передача части механической энергии от вращающейся решетки воздушному потоку, вследствие чего $C_{a2} > C_{a1}$, т.е. $\kappa > 1,0$ (рис. 2, а).

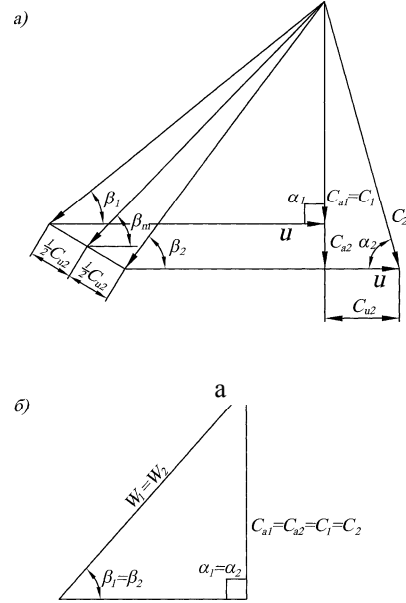


Рис. 2. Треугольники скоростей в канале ветротурбины: а – при диффузорном аэродинамическом режиме работы; б – при активном аэродинамическом режиме работы

При этом коэффициент $n_d < 1,0$ ($\beta_2 > \beta_1$). При работе решетки в активном режиме (рис. 2, б) имеем $\beta_1 = \beta_2$; $W_1 = W_2$; $C_{a1} = C_{a2}$, т.е. $S_d = 1,0$; $\kappa_d = 1,0$; $n_d = 1,0$ (рис. 3). В этом режиме работы решетки поворот потока $\Delta\beta = 0$; $C_{u2} = 0$, т.е. отсутствует подъемная сила и создаваемый ею аэродинамический (движущий) момент.

В связи с этим работа конфузорной решетки в активном газодинамическом режиме, как и в диффузорном, недопустима.

Из энергетической теории [1] известно, что величина аэродинамической нагрузки лопасти определяется выражением:

$$(\tau C_{ж})_l = 2\kappa \Gamma \sin \beta_m. \quad (4)$$

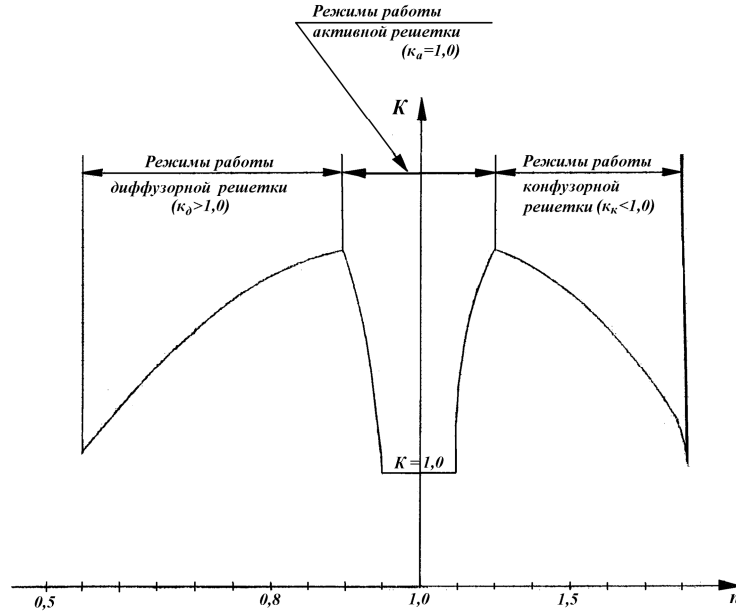


Рис. 3. Разграничение аэродинамических режимов работы в зависимости от коэффициента конфузности n и коэффициента торможения потока κ

Отсюда аэродинамический коэффициент циркуляции равен:

$$\kappa_{\Gamma} = (\tau C_{\text{жс}})_{\text{л}} / 2 \sin \beta_m. \quad (5)$$

Выполним следующие замены:

$$\sin \beta_m = \frac{C_{a2}}{W_m} = \frac{\kappa_{\kappa} C_{a1}}{\frac{1}{2}(W_1 + W_2)} = \frac{\kappa_{\kappa} C_{a1}}{\frac{1}{2} W_1 (1 + n_{\kappa})}.$$

Заменяя $W_1 = C_{a1} / \sin \beta_1$, получаем:

$$\sin \beta_m = \frac{\kappa_{\kappa} C_{a1}}{\frac{1}{2} \cdot \frac{C_{a1}}{\sin \beta_1} (1 + n_{\kappa})}.$$

Разделив в последнем соотношении числитель и знаменатель на C_{a1} , получаем

$$\sin \beta_m = \frac{2 \kappa_{\kappa} \sin \beta_1}{(1 + n_{\kappa})}. \quad (6)$$

Если подставить (6) в (5), получим для коэффициента циркуляции следующее:

$$\kappa_{\Gamma} = \frac{(\tau C_{\text{жс}})_{\text{л}}}{4 \kappa_{\kappa} \sin \beta_1} (1 + n_{\kappa}), \quad (7)$$

а величину аэродинамической нагрузки лопасти можно выразить следующим соотношением:

$$(\tau C_{\text{жс}})_{\text{л}} = 4 \kappa_{\Gamma} \cdot \kappa_{\kappa} \frac{\sin \beta_1}{(1 + n_{\kappa})}. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что аэродинамическая

нагрузка лопасти прямо пропорциональна коэффициентам циркуляции κ_{Γ} , коэффициентам торможения осевой скорости κ_{κ} и обратно пропорциональна коэффициентам конфузности n_{κ} . При активном режиме работы решетки ($n_a = 1,0$):

$$(\tau C_{\text{жс}})_{\text{л}} = 2 \kappa_{\Gamma} \sin \beta_1. \quad (9)$$

Так как в активном режиме работы решетки $\beta_1 = \beta_2 = \beta_m$ (рис. 2, б) то получаем, что выражение (9) тождественно выражению (4), полученному для конфузорного режима работы решетки. В энергетической теории [1] было получено следующее выражение для аэродинамического коэффициента энергообмена e , отражающего силовое взаимодействие воздушного потока в межлопастном канале с решеткой ветротурбины, характеризующее долю кинетической энергии, преобразованную в механическую энергию вращения вала ротора генератора:

$$e = \left(1 - \kappa_{\kappa}^2\right) / C_p, \quad (10)$$

где C_p — коэффициент использования энергии ветра;

κ_{κ} — коэффициент торможения осевой скорости в конфузорном режиме работы решетки.

В активном режиме работы решетки $\kappa_a = 1,0$ и $e = 0$.

При диффузорном аэродинамическом режиме работы решетки $\kappa_d > 1,0$ и $e < 0$ (переход части меха-

нической энергии вращения решетки в кинетическую энергию воздушного потока). Очевидно, что $e > 0$, когда $\kappa < 1,0$, т.е. при конфузном аэродинамическом режиме работы решетки турбины. Учитывая, что $\kappa = C_{a2}/C_{a1}$, следует сделать вывод о целесообразности максимального торможения осевой скорости C_{a2} . Минимизация скорости C_{a2} может быть достигнута, например, при помощи системы диффузоров [3], постепенно снижающих скорость C_{a2} , и не вызывая при этом значительного расходования энергии. Такую систему диффузоров можно разработать, используя в качестве опорных элементов конструкции головку ВЭУ. Негативным фактором здесь является увеличение массы и габаритов головки ВЭУ, повышение нагрузки башни на фундамент. Кроме того, увеличиваются время и трудоемкость монтажа ВЭУ, металлоемкость конструкции.

Экономическая целесообразность установки системы диффузоров может быть выяснена в результате экономических расчетов, с учетом выработки дополнительного количества электроэнергии, полученной при увеличении коэффициента энергообмена e (10) при снижении коэффициента торможения осевой скорости κ , которая возможна при уменьшении скорости C_{a2} в диффузоре или в системе диффузоров [3]. Из формулы (10) следует, что:

$$\kappa_k = \sqrt{1 - e \cdot C_p}. \quad (11)$$

Если принять $e = 0,95$, а $C_p = 0,35$, то для коэффициента κ получим:

$$\kappa = \sqrt{1 - 0,95 \cdot 0,35} = 0,817.$$

Здесь $\kappa > 0$, т.к. предполагаем работу решетки в конфузном аэродинамическом режиме. При скорости воздуха, входящего в ветротурбину, $C_{a1} = 12 \text{ м/с}$, скорость воздуха, выходящего после ветротурбины или после установленных за нею диффузоров, должна быть: $C_{a2} \leq \kappa \cdot C_{a1} = 0,817 \cdot 12 \approx 10 \text{ м/с}$.

Такие небольшие степени торможения воздушного потока могут быть без значительных трудностей получены в одном или не более чем в двух последовательно установленных диффузорах, обеспечиваю-

щих минимальные затраты энергии. Следует учитывать, что осевая скорость C_{a2} распределяется вдоль радиуса лопасти не равномерно, в связи с чем входное сечение первого диффузора, расположенного непосредственно за ветротурбиной, должно учитывать эту особенность [1]. В настоящее время разработано большое количество разнообразных по форме и конструкции диффузоров, исследованных И.Е. Идельчиком, В.И. Ханжонковым и др. исследователями. Из них следует выделить группу ступенчатых диффузоров отличающихся малыми габаритами при высокой эффективности. Дальнейшая интенсификация энергообмена между воздушным потоком и турбиной ($e > 1,0$) может быть получена, если добиться, чтобы величина коэффициента торможения осевой скорости была $\kappa_k < 0$, т.е., чтобы $C_{a2} < 0$, что соответствует потоку воздуха, направленному навстречу осевой скорости C_{a1} . Эта задача может быть решена при преодолении многих трудностей, связанных с реализацией соответствующей конструкции и сложностей аэродинамического характера, вызванных встречными воздушными потоками и организацией с минимальными затратами энергии направления, а также должной структуры и кинематики результирующего потока воздуха. Эти вопросы необходимо решать экспериментальным путем, как и доводку лопастной системы бироративной турбины, если она будет применена для создания потока воздуха со скоростью $-C_{a2}$. При этом возможно применение бироративной ветротурбины [4] с несколькими открьлками для более эффективного поворота потока со скоростью C_{a2} входящего в каналы традиционной ветротурбины, где происходит трансформация части кинетической энергии воздушного потока в механическую энергию вала ротора генератора. Оценивая в целом возможность применения бироративной турбины для получения заданной величины коэффициента $e > 1,0$, следует иметь ввиду указанные выше серьезные трудности создания сложной конструкции лопастной системы бироративной ветротурбины и аэродинамической отработ-

ки на экспериментальных моделях встречных потоков воздуха и результирующего воздушного потока. Лишь положительное решение этих вопросов может способствовать значительному повышению мощности ВЭУ и повышению количества выработанной ею электроэнергии.

Малая величина относительного диаметра втулки ветротурбины $v \leq 0,3$, характерная для горизонтально-осевых ветротурбин, приводит к значительному увеличению динамического давления, теряемого при выходе потока из турбины:

$$H_0 = \frac{1}{2} \kappa_{жс} \cdot \rho \cdot C_2^2, \quad (12)$$

где коэффициент Н.Е. Жуковского [5]:

$$\kappa_{жс} = -2 \frac{\ln v}{1-v^2}.$$

Кроме того, величина потерь энергии в ветротурбинах, имеющих относительный диаметр втулки $v \leq 0,3$, увеличивается в связи с интенсификацией пульсационного движения в потоке воздуха, а также в связи с ростом центробежного эффекта, вызванного центрифугированием частиц воздуха при $v \leq 0,3$.

Выводы

1. Рассмотрены особенности течения потока воздуха в межлопастных каналах горизонтально-осевых ветротурбин.

2. Приведены выражения для аэродинамических коэффициентов конфузорности n_k и торможения осевой скорости κ_k , определяющие тип газодинамического режима работы решетки ветротурбины, а также уравнения связи этих коэффициентов между собой и с некоторыми аэродинамическими параметрами ветротурбины.

3. Рассмотрено разграничение газодинамических режимов работы ветротурбины в зависимости от режимных коэффициентов n и κ .

4. Рассмотрены возможности интенсификации энергообмена в ветротурбине, направленные на повышение величины аэродинамического (крутящего) момента и увеличение выработки электроэнергии

ВЭУ. При этом предложено использование диффузоров при выходе воздуха после ветротурбины или бироративной турбины.

5. Материалы, изложенные в работе, могут быть использованы при проектировании и эксплуатации горизонтально-осевых ветротурбин ВЭУ любой мощности.

6. Рассмотрены предложения для интенсификации энергообмена в ветротурбине, способствующие увеличению выработки электроэнергии ВЭУ.

7. Результаты работы могут быть использованы при эксплуатации ВЭУ: недопущении возникновения и развитию диффузорного и активного режимов работы ветротурбины, которые следует считать аварийными режимами.

Литература

1. Белопольский В.А. Энергетическая теория и аэродинамический расчет горизонтально-осевых ветротурбин. – Х.: Контакт, 2006. – 366 с.
2. Сабинин Г.Х. Структура воздушного потока в зоне вращающегося быстроходного ветроколеса // Промышленная аэродинамика, ЦАГИ, вып. 13. – М.: Оборонгиз, 1959. – 62 с.
3. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления. – М.-Л.: ГЭИ, 1954. – 214 с.
4. Ковалевский В.В. Газодинамический расчет ветротурбин с горизонтальной осью вращения по теории лопаточных машин с использованием уравнений Эйлера: Учебное пособие по курсовому проектированию. – Х.: НАКУ "ХАИ", 2005. – 24 с.
5. Ушаков К.А., Брусиловский И.В., Бушель А.Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкции. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 422 с.

Поступила в редакцию 19.03.2007

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А.И. Яковлев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков; д-р техн. наук Ю.В. Зозулин, АО «МЭА»ЭЛТА.