



БЕЛОПОЛЬСКИЙ В. А., канд. техн. наук,
ЯКОВЛЕВ А. И., докт. техн. наук, профессор,
ЛЕГОШИН Д. В., ассистент,
ВЯЗОВИК К. Л., аспирант,

Национальный аэрокосмический университет
"ХАИ" им. Н.Е. Жуковского

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДИАМЕТРА ВТУЛКИ ВЕТРОТУРБИНЫ

Изложены результаты применения уравнения, предложенного в работе [3], и видоизмененного с помощью энергетической теории применительно к горизонтально-осевым ветротурбинам для определения минимального значения относительного диаметра втулки. При этом значении относительного диаметра втулки закрученная струя воздуха, вышедшего из решетки ветротурбины, не инициирует образование вихревых зон в канале и отрыва потока от его стенок, что способствует стабилизации потока в канале, повышению КПД и эффективности преобразования части кинетической энергии воздушного потока в механическую энергию вращения вала ротора генератора.

Предложенный метод определения относительного диаметра втулки ветротурбины может найти применение при проектировании ветротурбин с горизонтальной осью вращения любой мощности. При этом появляются возможности для повышения КПД и надежности работы ветроустановки.

Известно [1, 2, 3] что относительный диаметр втулки рабочего колеса осевой турбомашины v ; относительное удлинение лопасти λ ; хорда профиля лопасти b ; плотность решетки и количество лопастей Z_n являются взаимозависимыми геометрическими параметрами, находящиеся между собой в строгом соответствии. Нарушение этого соответствия может привести к излишней турбулизации воздушного потока в канале, повышению масштабов и интенсивности статистической турбулентности [2]. В конечном итоге это приводит к дополнительным затратам кинетической энергии — уменьшению КПД ветроагрегата; снижению энергообмена между потоком воздуха и лопастной решеткой ветротурбины, уменьшению эффективности и надежности работы ВЭУ вследствие интенсификации пульсационного движения, характеризующего распределение скоростей пульсаций по частотам [2].

Многочисленные эксперименты [3, 4, 5] показали, что в области втулки осевых ветромашин (вентиляторов, компрессоров ветровых турбин) образуется развитая закрученная струя воздуха, индуцирующая вихревые зоны, способные вызывать отрыв потока от обтекаемых им стенок канала. При этом расходуется определенное количество энергии на создание вихревых зон и закручивание струи воздуха при его выходе из лопастной решетки турбомашин. Указанные негативные явления, связанные с изменениями структуры потока в канале и приводящие к снижению эффективности и надежности работы ветроэнергоустановки (ВЭУ), возрастают при уменьшении величины относительного диаметра втулки v [3].

В связи с этим при определении величины от-

носительного диаметра втулки необходимо учитывать также влияние на структуру потока в канале закрученности струи воздуха после его выхода из решетки ветротурбины. Ранее [6] были приведены формулы для вычисления относительного диаметра втулки v , исходя из согласованности значений v с удлинением лопасти; плотностью решетки; величиной хорды профиля лопасти; количеством лопастей ветротурбины. При этом остался в стороне вопрос о влиянии величины v на характер и структуру потока воздуха, покидающего решетку ветротурбины.

Этот вопрос решен И.В. Брусиловским [3], предложившим зависимость для определения минимально допустимого значения относительного диаметра втулки в функции соотношения между осевой скоростью C_{2a} потока, вышедшего из решетки и скоростью поворота потока C_{2w} , при котором отрыв потока уже не образуется.

Как указывается в работах [2, 3], допустимая величина зависит также от того, свободно ли вытекает закрученная струя воздуха, или она испытывает влияние находящегося на ее пути сопротивления.

В работе [3] приводятся экспериментальные данные, согласно которым воздушный поток после ветротурбины можно полагать недеформированным и однородным, если от плоскости враще-



БЕЛОПОЛЬСКИЙ В.А.



ЯКОВЛЕВ А.И.



ЛЕГОШИН Д.В.



ВЯЗОВИК К.Л.



ния ветроколеса до рассматриваемого сечения потока воздуха сохраняется расстояние $l \leq 0,67 (D - \text{диаметр ветротурбины})$. В этом случае для свободно выходящего из лопастей решетки закрученного воздушного потока зависимость $\varphi(v)$, предложенная И.В. Брусиловским, определяющая минимально допустимую величину относительного диаметра втулки v , имеет следующий вид:

$$\varphi(v) = \frac{1}{v} \sqrt{m + \frac{v^2 \ln v}{1-v^2}} \quad (1)$$

где m – параметр функции $\varphi(v)$. В случае осевых вентиляторов и компрессоров $m = 0,5$ [3]. Массовые расчеты и исследования показали, что для ветротурбин с горизонтальной осью вращения величина параметра $m = f(v)$. В этом случае выражение (1) переписывается в виде:

$$\varphi(v) = \frac{1}{v} \sqrt{0,101 + \frac{v^2 (\ln v + 1)}{1-v^2}} \quad (2)$$

В соответствии с рекомендациями авторов работы [3] по условиям безотрывности закрученной струи воздуха, вышедшего из решетки ветротурбины, предложена следующая связь функции $\varphi(v)$ с аэродинамическими параметрами воздушного потока в лопастной решетке:

$$\varphi(v) = C_{2a} / C_{2u} \quad (3)$$

В энергетической теории [1] показывается, что осевая скорость выхода потока C_{2a} определяется соотношением: $C_{2a} = K_m C_{1a}$ (K_m – коэффициент торможения скорости в связи с передачей части кинетической энергии воздушного потока лопастной решетке; C_{1a} – осевая скорость воздуха при входе в решетку), а скорость поворота потока в решетке $C_{2u} = K_z C_{1a}$, где K_z – коэффициент циркуляции вихря. Тогда выражение (3) с учетом указанных замен примет вид:

$$\varphi(v) = K_m / K_z \quad (4)$$

Коэффициенты K_m и K_z можно представить с помощью тригонометрических функций [1]:

$$K_m = C_\theta \sin \alpha_2, K_z = C_\theta \cos \alpha_2 \quad (5)$$

где C_θ – коэффициент режима работы, $C_\theta = C_2 / C_1$ [1], α_2 – угол в треугольнике скоростей между вектором абсолютной скорости C_2 выхода потока из решетки и направлением вращения ветротурбины.

После подстановки (5) в соотношение (4) получаем:

$$\varphi(v) = \operatorname{tg} \alpha_2 \quad (6)$$

Таким образом функция $\varphi(v)$ определяется углом потока воздуха α_2 , отражающего закручен-

ность струи воздуха, вышедшего из решетки ветротурбины.

Если коэффициенты торможения скорости K_m и коэффициенты циркуляции K_z выразить через коэффициенты режима работы C_θ [1], то получим следующее выражение [1]:

$$K_m = [1 - e\mu^3 (C_\theta^2 - 1)]^{0,5}, K_z = \sqrt{(1 - e\mu^3) \cdot \sqrt{(C_\theta^2 - 1)}} \quad (7)$$

где e – коэффициент энергообмена между воздушным потоком и лопастной решеткой, $0,8 \leq e \leq 1,0$; μ – коэффициент уменьшения кинетической энергии в межлопастном канале решетки ветротурбины вследствие турбулентной структуры потока воздуха, $\mu = 0,77$ [1].

Вводя (7) в выражение (4) получаем связь функции $\varphi(v)$ с коэффициентами режима работы C_θ при $e = 0,85$, $\mu = 0,77$ в следующем виде:

$$\Psi(C_\theta) = \frac{[1 - 0,388 (C_\theta^2 - 1)]^{0,5}}{1,17816 (C_\theta^2 - 1)^{0,5}} \quad (8)$$

Так как функции $\varphi(v)$ и $\Psi(C_\theta)$ равноправны и, выражая $\operatorname{tg} \alpha_2$, равны, т. е. $\Psi(C_\theta) = \varphi(v)$, то, имея из результатов аэродинамического расчета значение коэффициентов K_m и K_z , а также коэффициента C_θ , можно определить величину геометрического параметра – относительного диаметра втулки ветротурбины. Пример такого определения величины представлен на Рис. 1, где изображены функции $\varphi(v)$ и $\Psi(C_\theta)$, а также зависимость $\alpha_2(C_\theta)$. Все графические зависимости на Рис. 1 и построения для определения значения выполнены для ветротурбины Т600-48. При расчетном значении $C_\theta = 1,275$ величина $\Psi(C_\theta) = 0,9612$. Пересечения прямой $\Psi(C_\theta) = 0,9612$ с кривой $\Psi(C_\theta)$ дает точку А, которой соответствует $v = 0,197$ и угол $\alpha_2 = 43,6^\circ$; $C_\theta = (C_\theta)_p = 1,275$ (Рис. 1).

Как видно из Рис. 1, вид функции $\varphi(v)$ и $\Psi(C_\theta)$ идентичен, а при $v > 0,175$ различия в их значениях невелики, а относительное отклонение этих значений, убывая при $v > 0,2$, до $\epsilon \leq 0,05$.

Величину угла выхода α_2 потока воздуха можно вычислить, пользуясь выражением:

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\sqrt{\frac{1 + e\mu^3}{C_\theta^2} - e\mu^3} \right) \quad (9)$$

либо из соотношения:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \varphi(v) \quad (10)$$

Следует отметить, что на Рис. 1 шкала значений относительных диаметров втулки v кривой $\varphi(v)$ (2) соответствует шкале коэффициентов режима работы C_θ , в частности, при расчетном для

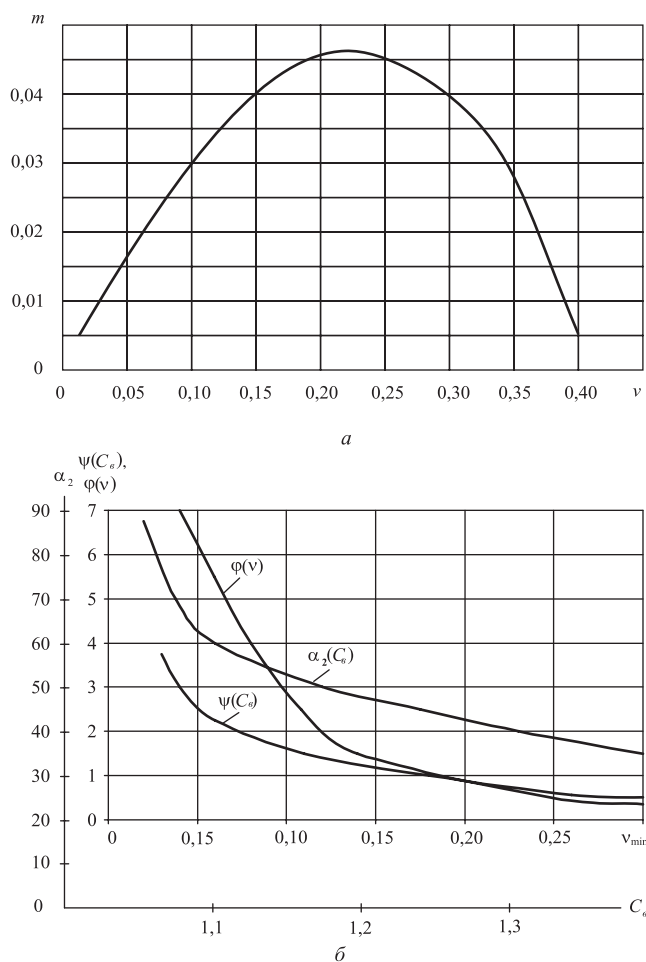


Рис. 1. Расчетные кривые: а – зависимость параметра m от относительного диаметра втулки ветротурбины v ; б – к определению минимального значения относительного диаметра втулки ветротурбины Т-600-48

ветротурбины значению $(C_p)_p = 1,275$ [1]. В энергетической теории [1] принято, что диапазон расчетных значений коэффициентов режима работы составляет: $1,2 \leq C_p \leq 1,45$. Из Рис. 1 следует, что увеличение коэффициентов C_p приводит к возрастанию относительного диаметра втулки. Это находится в полном соответствии с выводами И. В Брусилковского [2], т.к. повышение коэффициентов режима работы, или, что равнозначно – количество кинетической энергии движущегося через ветротурбину воздушного потока приводит к интенсификации вторичных течений вблизи ограничивающих поверхностей лопастей и втулки ветротурбины; вовлечению в закрученную струю, выходящую из лопастной решетки ветротурбины больших объемов воздуха; образованию срывных зон в пограничных слоях и, как следствие, увеличению интенсивности и масштабов статистической турбулентности [3] потока воздуха в ветротурбине.

Увеличение коэффициентов $C_p > 1,3$ приводит к возрастанию величины относительного диаметра

втулки $v > 0,2$ (Рис. 1). При значениях $C_p < 1,3$ величина v снижается, и при $C_p < 1,1$ может достигать значений $v < 0,05$. Так как коэффициенты режима работы напрямую определяют значения коэффициентов использования энергии ветра: $C_p = 0,4565(C_p^2 - 1)$, то можно заключить, что ветротурбины, имеющие величину $v \leq 0,05$ обладают низкими коэффициентами $C_p < 0,2$.

Как показывают статистические данные [1], большинство ветротурбин, находящихся в банке данных, имеют расчетные значения коэффициентов режима работы $C_p = 1,18 \dots 1,25$ (коэффициенты $C_p = 0,18 \dots 0,26$), а соответствующие им величины относительного диаметра втулки ветроколеса составляют $v = 0,1 \dots 0,2$.

При этом обеспечивается конфузорный аэродинамический режим работы гидродинамической решетки ветротурбины и высокий КПД ветроагрегата, обусловленный упорядоченным, с минимальными затратами энергии, движением воздушного потока в проточной части ветротурбины.

Выводы

1. Использование уравнения [2] в сочетании с результатами энергетической теории позволяют выразить это уравнение, применительно к ветротурбинам, в виде отношения коэффициента торможения скорости, характеризующего энергообмен в лопастной решетке между потоком воздуха и решеткой ветротурбины, и коэффициентом циркуляции – двумя параметрами, отражающими два основных аэродинамических процесса в ветродвигателе.

2. Развитие идеи [2] с помощью энергетической теории позволяет связать один из основных геометрических параметров ветротурбины – относительный диаметр втулки v – с основными аэродинамическими характеристиками воздушного потока – энергообменом и циркуляцией вихря. Последнее позволило предложить простой и надежный метод определения минимальной величины относительного диаметра втулки, при которой не происходит отрыва потока от поверхностей втулки и лопасти вследствие влияния закрученной струи воздуха, выходящего из каналов решетки. Сопоставление рассчитанного этим методом относительного диаметра втулки ветротурбины Т600-48 с опытным (имеющим место в реальной ветротурбине) значения показывает погрешность 1 %.



3. Предложенный в данной работе метод определения величины относительного диаметра втулки ветротурбины может быть использован при проектировании ветротурбины с горизонтальной осью вращения любой мощности. При этом появляются предпосылки для повышения КПД и надежности работы ветроагрегата за счет упорядочивания структуры потока воздуха в каналах ветротурбины при снижении масштабов и коэффициентов интенсивности турбулентности потока.

4. Особенностью данного метода определения величины относительного диаметра втулки является согласованность его с коэффициентом торможения скорости K_m , характеризующим энергообмен между потоком воздуха и решеткой ветротурбины, и с коэффициентом циркуляции K_c , характеризующим энергетические возможности: аэродинамический (движущий, крутящий) момент и мощность ветротурбины. При этом определение величины v выполняется с учетом аэродинамических особенностей движения потока воздуха вблизи втулки ветроколеса [1, 2, 5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Белопольский В.А. Энергетическая теория и аэродинамический расчет горизонтально-осевых ветротурбин / В.А. Белопольский. — Харьков, 2008. — 493 с.
2. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций / И.В. Брусиловский, А.Р. Бушель, К.А. Ушаков. — М.: Госгортехиздат, 1960. — 419 с.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. — М.: Наука, 1970 — 572 с.
4. Вашкевич К.П. Исследование структуры потока за вращающимся ветроколесом при косо́й обдувке / К.П. Вашкевич. // Промышленная аэродинамика., Сб. научн. тр. ЦАГИ, — М. "Оборонгиз", 1957 — вып. 8. — 226 с.
5. Сабинин Г.Х. Структура воздушного потока в зоне вращающегося ветроколеса/ Г.Х. Сабинин // Промышленная аэродинамика., Сб. научн. тр. ЦАГИ, — М. "Оборонгиз", 1959 — вып. 13. — 124. с.
6. Белопольский В.А. Геометрические параметры горизонтально-осевых ветротурбин// Гидроэнергетика Украины. — 2009 — № 4. — С. 54—56.

© Белопольский В. А., Яковлев А.И., Легошин Д. В., Вязовик К.Л.,, 2010

