

УДК 621.54

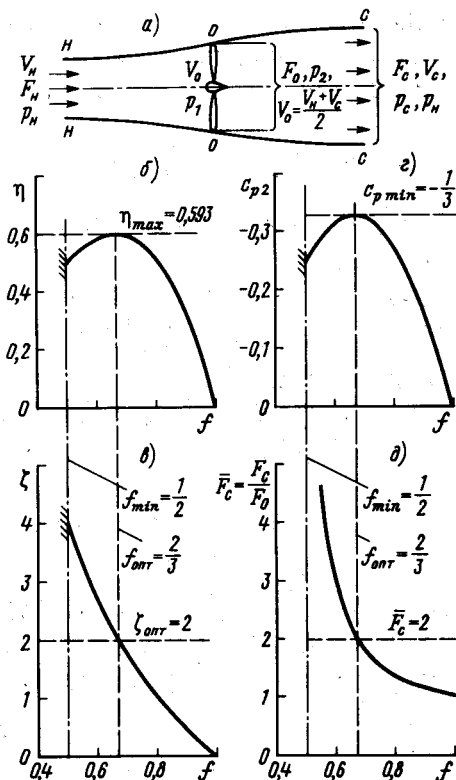
АЭРОДИНАМИКА ВЕТРОКОЛЕСА С ОБТЕКАТЕЛЕМ И ВЫХОДНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Л. Я. Хаскин

В одномерной постановке рассмотрены некоторые аэродинамические схемы ветродвигателей в виде ветроколеса в кольцевом обтекателе с различными типами выходных устройств. Полученные аэродинамические характеристики (коэффициенты использования энергии ветра, расхода и гидравлического сопротивления) сравниваются с аналогичными характеристиками изолированного ветроколеса. Приведены некоторые экспериментальные результаты, определены оптимальные с точки зрения аэродинамики режимы работы ветродвигателя.

В последние годы у нас в стране и за рубежом большое внимание уделяется использованию экологически чистых и неисчерпаемых источников энергии, к которым относится энергия ветра. Наиболее актуальные вопросы ветроэнергетики, такие как способы аккумулирования энергии ветра, конкретные конструктивные решения ветродвигателей и условия их эксплуатации, рассмотрены в работах [1—3].

Настоящая статья посвящена аэродинамике ветродвигателей. В основу проведенных исследований положена методика расчета характеристик изолированного ветроколеса, разработанная Н. Е. Жуковским [4]. В этой работе рассмотрено одномерное течение несжимаемой жидкости со скачкообразным изменением параметров потока в плоскости ветроколеса (теория «активного диска»). В данной работе исследуется случай, когда ветроколесо размещено в кольцевом цилиндрическом обтекателе, на срезе которого устанавливаются различные типы выходных устройств. Для удобства исследования вводится новое по сравнению с [4] понятие коэффициента расхода f , через который выражаются основные аэродинамические характеристики ветродвигателя. Полученные расчетные формулы позволяют оценить влияние на эффективность ветродвигателя геометрии, а также внешней и внутренней аэродинамики выходного устройства. Характеристики рассмотренных вариантов выходных устройств, получен-



а — схема обтекания изолированного ветроколеса. Зависимости от коэффициента расхода f : б — коэффициента использования энергии ветра η ; в — коэффициента гидравлического сопротивления ζ ; г — коэффициента давления за ветроколесом c_{p2} ; д — относительная площадь струи

$$\text{за ветроколесом } \bar{F}_c = \frac{F_c}{F_0}$$

Рис. 1

ные с использованием экспериментальных данных, показывают, что применение выходных устройств может существенно повысить эффективность ветродвигателя по сравнению с изолированным ветроколесом.

1. Изолированное ветроколесо (ИВ). Схема изолированного ветроколеса, обтекаемого бесконечным невозмущенным потоком со скоростью V_H , представлена на рис. 1, а. По одномерной теории «активного диска», широко используемой при исследовании работы воздушного винта, принимается, что в сечении ветроколеса давление меняется скачком при сохранении постоянной величины скорости V_0 . Существенно, что это допущение предполагает равномерность потока непосредственно перед и за ветроколесом.

Уравнение постоянства расхода для контрольных сечений Н—Н в невозмущенном потоке, в плоскости ветроколеса О—О и в струе за ветроколесом С—С имеет вид:

$$m = \rho V_H F_H = \rho V_O F_O = \rho V_C F_C, \quad (1)$$

где m — расход воздуха, ρ — плотность воздуха, F — площадь струи в соответствующем сечении.

В качестве второго допущения принимается, что в струе за ветроколесом (при достаточно большом удалении от него) давление равно давлению невозмущенного потока $p_C = p_H$. В этом случае уравнение сохранения количества движения, составленное для сечений непосредственно перед и за ветроколесом, дает силу сопротивления ветроколеса:

$$R = (p_1 - p_2) F_O = (p_1^* - p_2^*) F_O, \quad (2)$$

где * над символом означает давление торможения, а индексы 1 и 2 относятся к сечениям непосредственно перед и за ветроколесом.

Уравнение количества движения, составленное для сечений Н—Н и С—С при условии отсутствия сопротивления жидкого контура $X_{ж.} = (F_C - F_H) p_H$, доказательство которого приводится в работе [5], позволяет выразить сопротивление ветроколеса в другом виде:

$$R = m (V_H - V_C). \quad (3)$$

Сравнение выражений (2) и (3) с учетом того, что $p_1^* = p_H^*$ и $p_2^* = p_H + \frac{1}{2} \rho V_C^2$, приводит к известному соотношению [4]:

$$V_O = \frac{V_H + V_C}{2}. \quad (4)$$

Вводя коэффициент расхода $f = \frac{F_H}{F_O} = \frac{V_O}{V_H}$ (относительная площадь захватываемой ветроколесом струи), как это делается при рассмотрении воздухозаборников, из уравнения (1), получим:

$$\frac{V_C}{V_H} = 2f - 1. \quad (5)$$

Полученное соотношение позволяет сделать вывод, что при $f < 0,5$ рассматриваемое течение не имеет смысла, потому что скорость V_C

принимает отрицательное значение, т. е. направлена навстречу невозмущенному потоку. Видно также, что при $f = \frac{V_H}{V_O} = 1$ скорость V_C далеко

за ветроколесом равна скорости V_H в невозмущенном потоке, а из уравнения расхода (1) следует, что $V_H = V_O = V_C$ и $F_H = F_O = F_C$, т. е. ветроколесо не вносит в поток никаких изменений и поток не совершает работы.

Выражая через f коэффициент использования энергии ветра η и учитывая зависимости (3)—(5), получим соотношение

$$\eta = \frac{RV_O}{N_O} = \frac{m(V_H - V_C) \cdot \frac{V_H + V_C}{2}}{m_O \frac{V_H^2}{2}} = \frac{\rho V_H F_H (V_H^2 - V_C^2)}{\rho V_H^3 F_O} = 4f^2(1-f), \quad (6)$$

где RV_O — мощность, снимаемая ветроколесом. Физически — это мощность, которую необходимо затратить, чтобы протащить ветроколесо со скоростью V_O в неподвижном воздухе цилиндрической трубы площадью F_O . $N_O = \rho V_H F_O \cdot \frac{V_H^2}{2}$ — кинетическая энергия струи невозмущенного потока площадью F_O .

Максимум коэффициента η , соответствующий условию $\frac{d\eta}{df} = 0$, дается

известным из теории [4] выражением $\eta_{\max} = \frac{16}{27} = 0,593$, при $f_{\text{опт}} = \frac{2}{3}$ (см. рис. 1, б).

Вводя коэффициент «гидравлического сопротивления» ветроколеса

$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{1}{2}\rho V_O^2}$, который характеризует режим работы ветроколеса*, имеем с

учетом (2) и (5):

$$\zeta = \frac{R}{\frac{1}{2}\rho V_O^2 F_O} = \frac{m(V_H - V_C)}{\frac{1}{2}\rho V_O^2 F_O} = \frac{\rho V_H F_H (V_H - V_C)}{\frac{1}{2}\rho V_O^2 F_O} = \frac{4(1-f)}{f}. \quad (7)$$

* Коэффициент гидравлического сопротивления ζ и коэффициент загрузки

$B = \frac{R}{\rho V_H^2 F_O}$ из работы [4] близки по своей физической сути и связаны простым соотношением

$$B = \frac{1}{2}\zeta f^2.$$

В отличие от проточных устройств с неподвижной геометрией, в случае ветроколеса имеют место не только потери полного давления, учитываемые коэффициентом ζ , но и потери температуры торможения, так как внешний поток, проходя через ветроколесо, совершает работу. Однако вторым эффектом можно пренебречь ввиду малости скорости.

Зависимость (7), представленная на рис. 1, в, показывает, что при

$f_{\text{опт}} = \frac{2}{3}$ величина $\zeta = 2$. Это значение ζ соответствует оптимальному режиму работы изолированного ветроколеса и позволяет оптимизировать характеристики профиля при проектировании лопасти ветроколеса.

Очевидно, что при изменении частоты вращения ветроколеса ω пропорционально скорости ветра V_H режим работы колеса не изменяется ($f = \text{const}$) при постоянном угле установки лопасти. При этом аэродинамические характеристики лопасти сохраняются, т. е. угол атаки, а следовательно, и коэффициенты сопротивления и подъемной силы будут постоянны ($\alpha = \text{const}$, $c_x = \text{const}$, $c_y = \text{const}$). Коэффициент гидравлического сопротивления ζ , который можно представить как отношение снимаемой ветроколесом мощности к кинетической энергии потока в плоскости ветроколеса, является в соответствии с выражением (7) функцией только коэффициента расхода f и также остается постоянным:

$$\zeta = \frac{RV_0}{m \frac{V_0^2}{2}} = \text{const}.$$

Для коэффициента давления в струе непосредственно за ветроколесом, учитывая, что $p_2 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = p_H + \frac{1}{2}\rho V_C^2 = p_2^*$, имеем:

$$c_{p_2} = \frac{p_2 - p_H}{\frac{1}{2}\rho V_H^2} = \frac{V_C^2 - V_0^2}{V_H^2} = (3f - 1)(f - 1). \quad (8)$$

Так как коэффициент f меньше единицы, полученное выражение показывает, что c_{p_2} всегда отрицательно, т. е. за ветроколесом имеет место разрежение потока $p_2 < p_H$. Более подробный анализ определения минимума показывает, что $c_{p_2 \min} = -\frac{1}{3}$ соответствует значению $f_{\text{опт}} = \frac{2}{3}$, т. е. максимальное разрежение соответствует максимуму коэффициента использования энергии ветра $\eta_{\max}$ (рис. 1, з).

Анализ величины относительного расширения струи за ветроколесом

$$\bar{F}_C = \frac{F_C}{F_0} = \frac{V_0}{V_C} = \frac{V_0}{V_H} \cdot \frac{V_H}{V_C} = \frac{f}{2f - 1}$$

показывает, что при $f \rightarrow 0,5$ площадь

струи F_C становится бесконечной, вследствие падения скорости V_C в струе до нуля, о чем уже говорилось выше, а при $f = 1$ значение

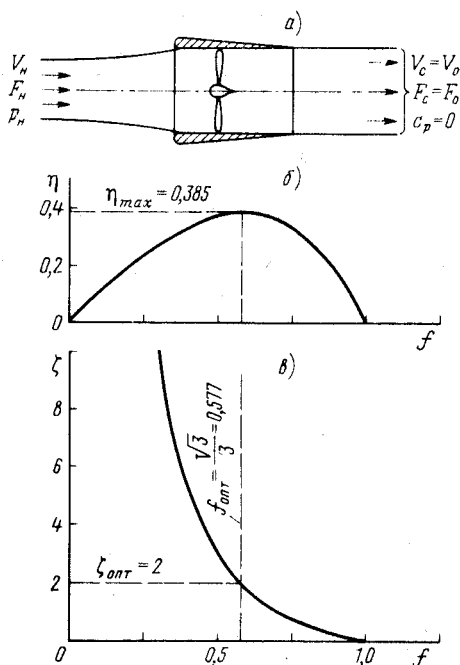
$$\frac{F_C}{F_0} = 1, \text{ т. е. за ветроколесом нет}$$

расширения струи. На рис. 1, д нанесена зависимость относительного расширения струи $\bar{F}_C$ от коэффициента расхода f , показывающая, что при $\eta = \eta_{\max}$ струя за ветроколесом увеличивается по площади в два раза. В принципе, расширение струи за ветроколесом эквивалентно расширению потока в «идеальном диффузоре», работающем без потерь полного давления ($\zeta_y = 0$), и это необходимо иметь в виду в дальнейшем при сравнении изолированного ветроколеса с другими схемами ветродвигателя, для которых $\zeta_y > 0$.

В заключение следует отметить, что характеристики реального ветроколеса будут существенно хуже характеристик рассмотренного «идеализированного» ветроколеса, которые получены без учета потерь на закрутку потока за ветроколесом и отрыв потока с концов лопастей.

2. Ветроколесо в кольцевом обтекателе (ВК). Схема ветроколеса в цилиндрическом кольцевом обтекателе без выходного устройства показана на рис. 2, а. В отличие от изолированного ветроколеса, в схеме ВК отсутствуют потери, вызванные отрывом потока на концах лопастей. Так как ветроколесо крепится в обтекателе с помощью пилонов, то их можно использовать в качестве направляющего аппарата и таким образом исключить закрутку потока за ветроколесом и связанные с ней потери энергии. С этой же целью можно выполнить ветроколесо соосным, как это делается у воздушных винтов. Кроме того, при наличии обтекателя целесообразно скрепить концы лопастей тонким ободом и тем самым увеличить прочность ветроколеса и удешевить технологию его изготовления.

Если длина обтекателя мала и составляет не более 0,5 калибра до ветроколеса и примерно 1 калибр после него, то потерями в обтекателе на трение можно пренебречь, $\zeta_k = 0,01$ (см. [6], стр. 66—67). Предполагается также, что в сечении выхода из кольца выполняется условие дозвукового истечения из сопла $p_2 = p_C = p_H$ или $c_{p2} = 0$.



а — схема обтекания ветроколеса в кольцевом обтекателе. Зависимости от коэффициента расхода f : б — коэффициента использования энергии ветра η ; в — коэффициента гидравлического сопротивления ζ

Рис. 2

Учитывая, что из-за отсутствия расширения струи за кольцом $V_C = V_O$, получим, что $p_1^* = p_H + \frac{1}{2}\rho V_H^2$, $p_2^* = p_C + \frac{1}{2}\rho V_C^2 = p_H + \frac{1}{2}\rho V_O^2$ и тогда $p_1^* - p_2^* = \frac{1}{2}\rho V_H^2 - \frac{1}{2}\rho V_O^2$.

Основные формулы теперь запишем в виде:

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{1}{2}\rho V_O^2} = \left(\frac{V_H}{V_O} \right)^2 - 1 = \frac{1}{f^2} - 1, \quad (9)$$

$$\eta = \frac{RV_O}{m_O \frac{V_H^2}{2}} = \frac{(p_1^* - p_2^*)F_O V_O}{\frac{1}{2}\rho V_H F_O V_H^2} = \frac{V_O}{V_H} - \left(\frac{V_O}{V_H} \right)^3 = f(1 - f^2). \quad (10)$$

На рис. 2, б, в представлены зависимости η и ζ от f , посчитанные по соотношениям (9) и (10). Максимум η , соответствующий условию

$$\frac{d\eta}{df} = 1 - 3f^2 = 0, \text{ получается при значении } f_{\text{оп}} = \frac{\sqrt{3}}{3} = 0,577 \text{ и равен}$$

$\eta_{\text{max}} = 0,385$, что существенно меньше, чем в случае изолированного ветроколеса. Интересно, что оптимальный режим работы ветроколеса в кольце, соответствующий режиму $\eta = \eta_{\text{max}}$, такой же, что и в случае ИВ, т. е. $\zeta = 2$. В отличие от ИВ характеристики ВК существуют во всем диапазоне f от 0 до 1, в то время как для ИВ они ограничены значениями $f_{\text{min}} = 0,5$ и $f_{\text{max}} = 1,0$.

Ухудшение характеристик ветроколеса при установке кольцевого обтекателя объясняется отсутствием разрежения за ветроколесом ($c_{p2} = 0$), которое в случае ИВ создается «идеальным диффузором» (см. п. 1). Таким образом, обтекатель выполняет роль дросселя, «запирающего» канал за ветроколесом.

3. Ветроколесо в кольцевом обтекателе с выходным устройством. Для создания разрежения за ветроколесом на задней кромке кольцевого обтекателя необходимо устанавливать специальное выходное устройство. Ниже будут рассмотрены примеры таких устройств, основанных на диффузорном эффекте (расширение потока) и особенностях внешней аэродинамики. В общем случае основные характеристики ВК с выходным устройством могут быть получены, если задан режим работы ветроколеса ζ и известны коэффициент гидравлического сопротивления выходного

устройства ζ_y , величина разрежения за ним $c_{py} = \frac{p_y - p_H}{\frac{1}{2}\rho V_H^2}$ и площадь

сечения F_y на выходе из устройства. Имеем:

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta + \zeta_y = \frac{p_1^* - p_y^*}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} = \frac{p_H + \frac{1}{2} \rho V_H^2 - p_y - \frac{1}{2} \rho V_y^2}{\frac{1}{2} \rho V_0^2} = \frac{1}{f^2} (1 - c_{py}) - \left(\frac{F_0}{F_y} \right)^2; \quad (11)$$

здесь индекс y относится к параметрам выходного устройства.

Суммирование коэффициентов гидравлического сопротивления в данном случае является корректным, так как в силу принятых допущений (см. п. 1) поток за ветроколесом является равномерным и при сращивании его с равномерным потоком на входе выходного устройства никакой интерференции не происходит. Кольцевой обтекатель также не вносит никаких возмущений, так как его влиянием из-за малости сил трения можно пренебречь ($\zeta_k \approx 0$).

Для коэффициента расхода f из уравнения (11) получим:

$$f = \sqrt{\frac{1 - c_{py}}{\zeta + \zeta_y + \frac{1}{F_y^2}}}. \quad (12)$$

Коэффициент использования энергии ветра выразится в виде:

$$\eta = \frac{R V_0}{\frac{1}{2} \rho V_H^3 F_0} = \frac{(p_1^* - p_2^*) F_0 V_0 \cdot \frac{1}{2} \rho V_0^2}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 \cdot \frac{1}{2} \rho V_H^3 F_0} = \zeta f^3. \quad (13)$$

Полученные соотношения показывают, что коэффициент расхода f тем больше, чем больше разрежение (величина c_{py} отрицательная) и диффузорность выходного устройства $\bar{F}_y = F_y / F_0$ и чем меньше его сопротивление ζ_y , а коэффициент η пропорционален расходу воздуха в 3-й степени. Отметим попутно, что параметры ИВ и ВК без выходного устройства получаются из формул (12) и (13) как частные случаи.

Уравнение (13) при замене в нем ζ его выражением из (11) может быть записано в виде:

$$\eta = (1 - c_{py}) f - \left(\frac{1}{\bar{F}_y^2} + \zeta_y \right) f^3. \quad (14)$$

Условие максимума (при заданных значениях c_{py} , $\bar{F}_y$ и ζ_y)

$$\frac{d\eta}{df} = 1 - c_{py} - 3f^2 \left(\frac{1}{\bar{F}_y^2} + \zeta_y \right) = 0 \quad \text{дает:}$$

$$f_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{1 - c_{py}}{3 \left(\frac{1}{\bar{F}_y^2} + \zeta_y \right)}}, \quad (15)$$

$$\eta_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(1 - c_{py})^{3/2}}{\sqrt[3]{3 \left(\frac{1}{\bar{F}_y^2} + \zeta_y \right)}} \quad (16)$$

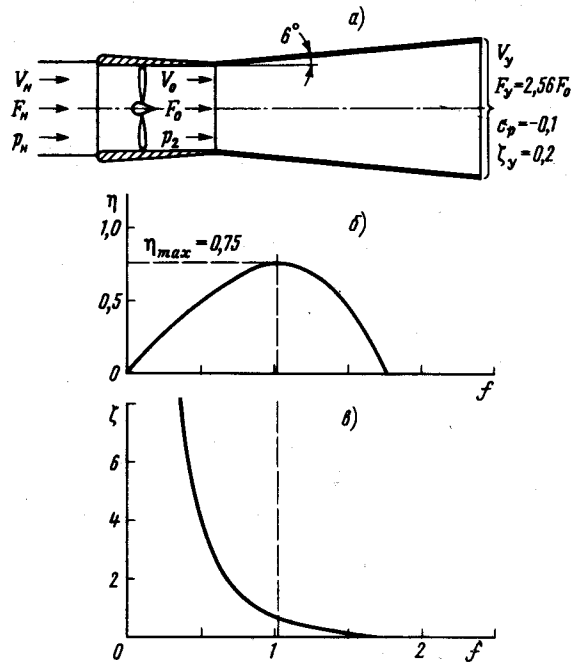
Последняя формула показывает, что эффективность выходного устройства определяется главным образом величиной создаваемого разрежения и в меньшей степени гидравлическими потерями ζ_y и диффузорностью $\bar{F}_y$. При увеличении разрежения ($c_{py} < 0$) мощность ветродвигателя возрастает прямо пропорционально выражению $(1 - c_{py})^{3/2}$, стоящему в числителе. В то же время увеличение диффузорности $\bar{F}_y$ выходного устройства, как правило, вызывает одновременно рост гидравлических потерь в нем ζ_y , поэтому сумма $\frac{1}{\bar{F}_y^2} + \zeta_y$, стоящая в знаменателе, меняется слабо.

4. Сравнение некоторых типов выходных устройств по результатам экспериментального исследования. В аэродинамических трубах ЦАГИ Т-58 и ТПД совместно с Г. П. Носковым и А. С. Усковым были экспериментально исследованы различные типы выходных устройств, всего около 10 вариантов. Основное назначение разработанных устройств заключалось в том, чтобы создать разрежение в выходном сечении за счет отрыва или разгона внешнего потока.

Конструкция, геометрические параметры и экспериментальные значения c_p и ζ_y у трех наиболее характерных устройств приведены на рис. 3, а; 4, а; 5, а и 6 и в табл. 1.

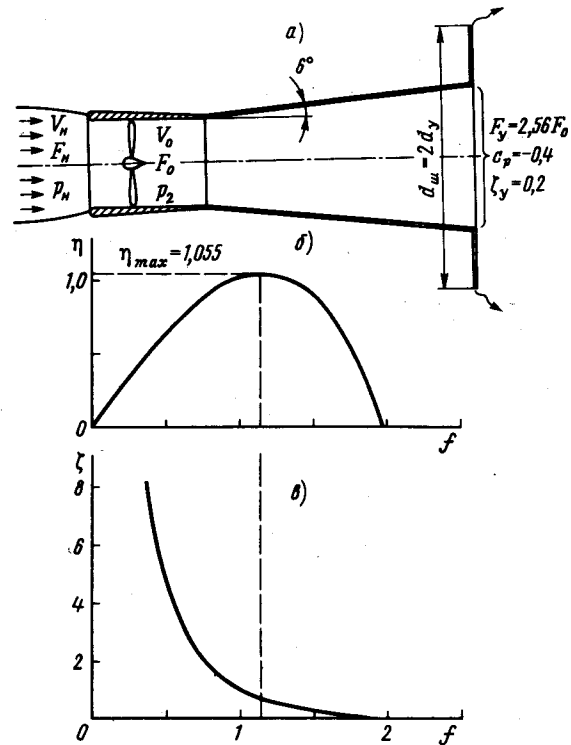
Таблица 1

Вариант	$\bar{F}_y$	c_{py}	ζ_y [6]
№ 1 (диффузор)	2,56	-0,1	0,2
№ 2 (диффузор с шайбой)	2,56	-0,4	0,2
№ 3 (раструб с экраном)	3,16	-0,5	0,2



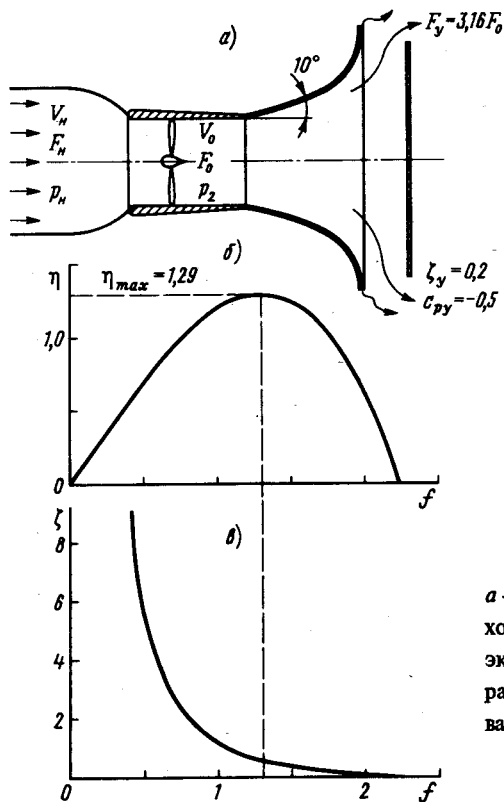
а — схема обтекания ветроколеса с обтекателем и выходным устройством в виде диффузора. Зависимость от коэффициента расхода f : б — коэффициента использования энергии ветра η ; г — коэффициента гидравлического сопротивления ζ

Рис. 3



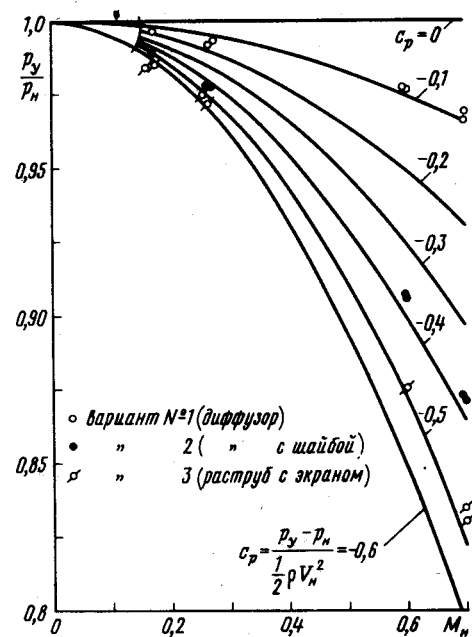
а — схема обтекания ветроколеса с выходным устройством в виде диффузора с кольцевой шайбой. Зависимость от коэффициента расхода f : б — коэффициента использования энергии ветра η ; г — коэффициента гидравлического сопротивления ζ

Рис. 4



а — схема обтекания ветроколеса с выходным устройством в виде раструба с экраном. Зависимость от коэффициента расхода f : б — коэффициента использования энергии ветра η ; в — коэффициента гидравлического сопротивления ζ

Рис. 5



Расчетные зависимости относительной величины разрежения p_y / p_n от числа M набегающего потока и экспериментальные значения p_y / p_n для трех вариантов выходных устройств

Рис. 6

На устройство № 3 автором совместно с Г. П. Носковым получен патент Российской Федерации.

На рис. 3, 4, 5, (б, в) представлены основные характеристики η и ζ исследованных вариантов в зависимости от коэффициента расхода f . Видно, что оптимальные режимы исследованных трех вариантов устройств, соответствующие $\eta = \eta_{\max}$, получаются при значительно меньших значениях ζ , чем в случае ИВ и ВК без выходного устройства. При этом значения $\eta_{\max}$ и $f_{\text{опт}}$ превышают единицу, что вызвано более сильным затенением потока ($F_{\text{м}} > F_{\text{О}}$), чем в случае ИВ и ВК без устройства ($F_{\text{м}} = F_{\text{О}}$). Отнесенные к площади миделя $F_{\text{м}}$, эти коэффициенты $\eta_{\text{м}}$ и $f_{\text{м}}$ имеют существенно меньшие значения (см. табл. 2), однако такой подход не учитывает то обстоятельство, что увеличение диаметра ветроколеса $D_{\text{О}}$ по технологии изготовления и удорожанию не равнозначно аналогичному увеличению диаметра миделя выходного устройства $D_{\text{м}}$.

5. Оценка характеристик запуска. Приведенные в предыдущих разделах расчетные и экспериментальные исследования позволяют провести сравнение рассмотренных вариантов ветроколес с выходным устройством

Таблица 2

Вариант	$\bar{F}_{\text{м}} = \frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{О}}}$	$\eta_{\max}$	$\eta_{\text{м max}}$	$f_{\text{опт}}$	$f_{\text{м опт}}$
Изолированное ветроколесо (ИВ)	1,0	0,593	0,593	0,667	0,667
Ветроколесо в кольцевом обтекателе (ВК)	1,0	0,385	0,385	0,577	0,577
№ 1 (диффузор)	2,56	0,75	0,293	1,0	0,4
№ 2 (диффузор с шайбой)	4,0	1,055	0,264	1,15	0,29
№ 3 (раструб с экраном)	4,0	1,29	0,323	1,3	0,325

на режиме запуска. В момент запуска, когда ветроколесо еще неподвижно, гидравлическое сопротивление отсутствует $\zeta = 0$, а скорость потока в плоскости ветроколеса имеет минимальное значение $V_{O \min} = \text{const}$. В этом случае коэффициент расхода воздуха $f_{\text{зап}} = \frac{V_{O \min}}{V_{H \text{ зап}}}$ в соответствии с формулой (12) можно выразить в виде:

$$f_{\text{зап}} = \sqrt{\frac{1 - c_{py}}{\zeta_y + \frac{1}{\bar{F}_y^2}}}. \quad (17)$$

Очевидно, что в случае изолированного ветроколеса и ветроколеса с цилиндрическим кольцевым обтекателем можно принять, что $c_{py} = 0$ (давление за ветроколесом равно атмосферному, $p_2 = p_H$), $\zeta_y = 0$ и $\bar{F}_y = 1$,

Таблица 3

Вариант	c_{py}	ζ_y	$\bar{F}_y$	Скорость ветра при запуске $V_{H \text{ зап}} = \frac{V_{O \min}}{f_{\text{зап}}}$
Изолированное ветроколесо (ИВ)	0	0	1,0	$V_{H \text{ зап}} = V_{O \min}$
Ветроколесо в кольцевом обтекателе (ВК)	0	0	1,0	$V_{H \text{ зап}} = V_{O \min}$
№ 1 (диффузор)	-0,1	0,2	2,56	$V_{H \text{ зап}} = 0,57 V_{O \min}$
№ 2 (диффузор с шайбой)	-0,4	0,2	2,56	$V_{H \text{ зап}} = 0,5 V_{O \min}$
№ 3 (раструб с экраном)	-0,5	0,2	3,16	$V_{H \text{ зап}} = 0,45 V_{O \min}$

так как выходное устройство отсутствует. Из формулы (17) следует, что для ИВ и ВК $f_{\text{зап}} = 1$ или $V_{\text{O min}} = V_{\text{H}}$, т. е. скорость, при которой происходит запуск ветроколеса, равна скорости ветра. Для ветроколес с выходным устройством $f_{\text{зап}} > 1$, так как коэффициент c_{py} отрицательный, а сумма $\zeta_y + \frac{1}{F_y^2}$ меньше единицы. Результаты соответствующих расчетов сведены в табл. 3.

Приведенные в табл. 3 данные показывают, что применение выходных устройств примерно в два раза снижает скорость ветра, при которой происходит запуск. Полученный результат представляется наиболее важным, так как позволяет рекомендовать ветроколесо с выходным устройством для регионов со слабыми ветрами, где изолированное ветроколесо оказывается малоэффективным или даже неработоспособным. К этому преимуществу следует добавить также отсутствие потерь, вызванных закруткой потока за ветроколесом и отрывом потока на конце лопасти, о чем уже упоминалось выше.

К недостаткам рассмотренных вариантов ветроколес в кольцевом обтекателе с выходным устройством следует отнести существенно большую материалоемкость, несколько большую нагрузку на само ветроколесо (примерно на 20%) и значительные внешние аэродинамические нагрузки, действующие на выходное устройство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фатеев Е. М. Ветро двигатели. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1946.
2. Шефтер Я. И., Рождественский И. В. Изобретателю о ветродвигателях и ветроустановках. — М.: Изд. Минсельхоз, 1957.
3. Шефтер Я. И. Использование энергии ветра. — М.: Энергия, 1957.
4. Жуковский Н. Е. Полное собрание сочинений. Т. VI. // М. — Л. — 1937.
5. Хаскин Л. Я. Диссертация // ЭМЗ им. В. М. Мясищева. — 1988.
6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975.