

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ ВЕТРОТУРБИНЫ ДАРЬЕ

В статті розглянуто проблему природної вентиляції повітря у порожнистих частинах вітроагрегата карусельного типу. Експериментально встановлено залежність коефіцієнта гідравлічного опору внутрішньої порожнини крилового профіля NASA від числа Рейнольдса. Виявлено граничні значення кутової швидкості обертання турбіни при заданих конструктивних і динамічних параметрів. Як приклад розглянуто вітроагрегат потужністю 6-7кВт.

В статье рассмотрена проблема естественной вентиляции воздуха внутри полых частей ветроагрегата карусельного типа., опирающаяся на использование работы центробежных сил. Экспериментально установлено зависимость коэффициента гидравлического сопротивления внутренней полости крылового профил NASA от числа Рейнольдса. Выявлено предельные значения угловой скорости вращения турбины при заданных конструктивных и динамических параметрах. В качестве примера рассмотрен ветроагрегат мощностью 6-7кВт.

The problem of air ventilation inside of hollow parts of rotary type wind turbines is considered. The work of centrifugal forces is used at ventilation in such type of wind turbines. Dependence hydraulic resistance factor of an internal cavity of NASA airfoil section from Reynolds's number is defined experimentally. Limiting values of angular velocity of turbine rotation are obtained at the given constructive and dynamic parameters. As an example wind turbine by power of 6-7kw is taken.

A_0 – работа в кольцевом канале;
 A_1 – работа центробежных сил на перемещение воздушной массы вдоль маха;
 A_2 – работа внутри рабочих лопастей;
 d_0 – эквивалентный диаметр кольцевого канала;
 d_3 – эквивалентный диаметр крылового профіля NASA–0021;
 S_0 – поперечное сечение кольцевого канала;
 S_1 – поперечное сечение крылового профіля NASA 0021;
 N_B – мощность турбины
 u – среднерасходная скорость подогретого воздуха;
 P^I – давление на месте соединения вала вращения с махами;
 P^{II} – давление на месте соединения маха с рабочей лопастью;
 l_0 – длина кольцевого канала (вала);
 l_1 – длина маха;

l_2 – длина рабочих лопастей;
 \bar{F} – ометаемая поверхность;
 W – скорость ветра;
 ρ – плотность воздуха;
 λ_0 – коэффициент гидравлического сопротивления кольцевого канала (вала);
 λ_1 – коэффициент гидравлического сопротивления маха;
 λ_2 – коэффициент гидравлического сопротивления половины рабочей лопасти;
 ω – угловая скорость;
 ξ – коэффициент использования энергии ветра.
Нижние индексы:
 0 – обозначение величин, соответствующих валу;
 1 – обозначение величин, соответствующих маху;
 2 – значение рабочих лопастей;
 ср – среднее значение;
 э – эквивалентный диаметр.

В настоящее время перед человечеством стоит глобальная проблема не допустить изменения климата Земли в результате парникового эффекта. Поэтому одной из главнейших задач современности является использование возобновляе-

мых источников энергии как наиболее совершенный и экологически чистый способ получения электроэнергии. Принята Рамочная Конвенция (1992 г.) об изменении климата Земли и Киотский протокол (1997 г.). Этим и объясняется



Рис. 1. Ветроустановка Бидарье.



Рис. 2. Ветроагрегат Дарье системы тропоскино.

пристальное внимание многих государств к развитию ветроэнергетики.

В последнее время большинство зарубежных фирм стало отдавать предпочтение новому типу ветротурбин с вертикальной осью вращения системы Дарье. Работает турбина за счет возникновения подъемной силы на рабочих лопастях, равноудаленных от общей оси вращения. Лопастей располагаются равномерно по кругу радиуса r_0 относительно центрального вертикального вала вращения и соединены с ним одним из двух способов: с помощью махов или «тропоскино» [1,2].

В отличие от пропеллерной ветротурбины технология изготовления симметричных крыловых профилей много проще. Их изготовление освоено, например, в АО НИИ «Гидроприбор», ЗАО «Азияэнергопроектмонтаж» и др. Поэтому в Казахстане наибольший интерес проявляется, именно, к разработке ветротурбин Дарье и усовершенствованию его конструкций с целью повышения коэффициента использования энергий

ветра. Одна из таких установок называется Бидарье, и показана на рис.1 (г. Уральск), имеет коэффициент использования энергии ветра на 60...70% больше, чем любая существующая ветроустановка. На рис. 2 приведен ветроагрегат Дарье системы тропоскино, созданный ЗАО «Азияэнергопроектмонтаж» в г. Щучинске.

Территория нашей республики имеет сильно отличающиеся климатические условия. В южных областях и прикаспийской части страны с мягким климатом можно использовать ВЭУ без специальных мер защиты от неблагоприятных метеофакторов. Северные, центральные и восточные регионы с резко континентальным климатом и суровыми зимами нуждаются в особых ВЭУ. Здесь часты многодневные снежные бури и гололедные явления, и именно в периоды наибольшей нужды в тепловой и электрической энергии ВЭУ могут быть выведены из строя вследствие заносов мокрым снегом с последующим резким



Рис. 3. Состояние линии электропередачи после снежной бури в Павлодарской области.

понижением температуры воздуха и образованием тяжелого ледового покрова на них. Есть большая опасность, что с ними случится то же, что и с линией электропередачи, показанной на рис.3. Поэтому важно иметь свою технологию, свое производство, свой опыт работы для разработки новых перспективных ВЭУ, в том числе и способных работать в сложных метеоусловиях. Одним из простых и надежных мер является тепловая защита вращающихся элементов ВЭУ.

В статье приводятся результаты экспериментального исследования теплообмена рабочих лопастей работающего ветроэнергетического аппарата Дарье с окружающей средой. Теплоотдача каналов в окружающую среду определяется как внутренней гидродинамикой каналов различной формы, так и внешними условиями теплообмена. С этой целью на кафедре механики Казахского национального университета им. аль-Фараби в течение ряда лет проведены исследования

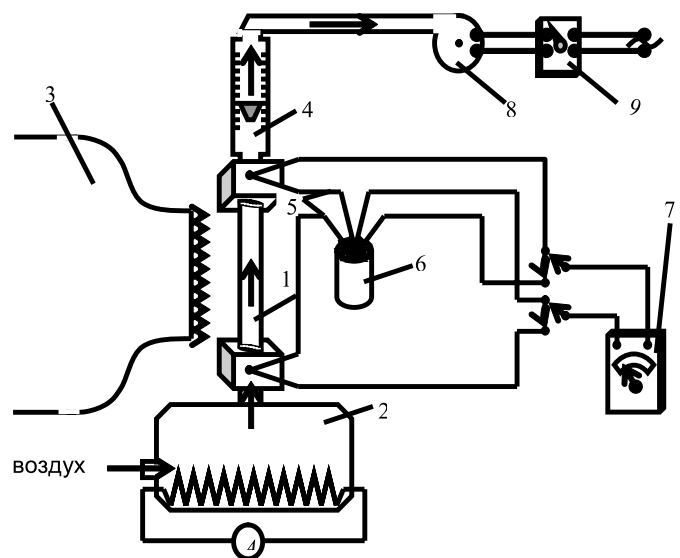


Рис. 4. Схема экспериментальной установки.
1 – элемент лопасти NASA 0021;
2 – муфельная печь; 3 – лабораторная аэродинамическая труба; 4 – ротаметр РМ;
5 – медь константовые термомпары; 6 – лед;
7 – гальванометр; 8 – пылесос;
9 – трансформатор.

течений внутри каналов, имеющих форму симметричного крылового профиля NASA-0021, используемого в реальном аппарате. В результате установлена зависимость коэффициента гидравлического сопротивления такого канала от числа Рейнольдса

$$\lambda = 4,62\text{Re}^{-0.49}.$$

Одновременно были проведены исследования теплоотдачи элемента крылового профиля NASA-0021 в зависимости от скорости и угла атаки воздушной среды на рабочую лопасть при вращении турбины Дарье. Схема установки показана на рис. 4.

В открытой рабочей части лабораторной аэродинамической трубы (3) с прямоугольным выходом (0,3×0,12 м²) (см. рис. 4), перед которым устанавливался элемент крылового профиля. Элемент крыла выполнен пустотелым из тонкой медной пластины толщиной 0,1 мм. Во внутреннюю полость элемента лопасти (1) подается из муфельной печи (2) подогретый воздух при нескольких значениях его расхода.

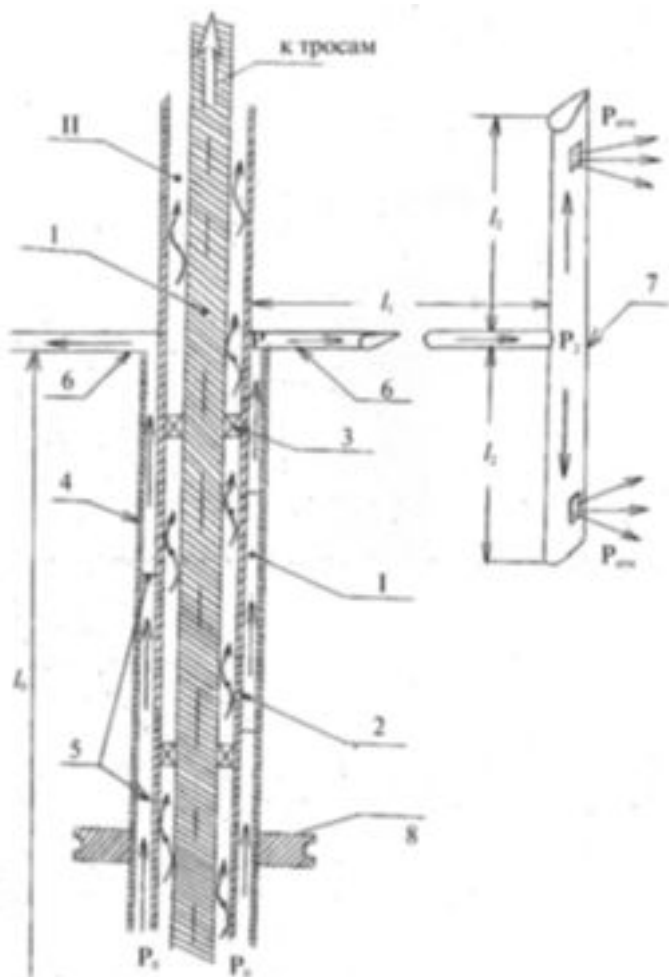


Рис. 5. Тепловая защита агрегата с помощью естественной вентиляции нагретого воздуха, вследствие работы центробежных сил.

Измерялись расход подогретого воздуха, разность температуры на входе и на выходе из полости крыла, а также скорость воздушного потока, набегающего на элемент крыла с различными скоростями ($0 < u < 36,67$ м/с) и углами разворота крыла ($\alpha = 0^\circ \dots 20^\circ$) по отношению к направлению потока.

На основании обобщения и обработки опытных данных получена для средней теплоотдачи элемента крылового профиля критериальная зависимость

$$Nu = 0,051 Re^{0,75}. \quad (1)$$

Как выяснилось, влияние угла атаки на теплоотдачу очень слабое, в пределах точности измерений. Что касается влияния скорости ветра на

процесс теплообмена с крыловым профилем, то оно определяется степенью быстроходности турбины, т.е. отношением линейной скорости вращения турбины к скорости ветра. Так как угловая скорость вращения турбины растет пропорционально скорости ветра, то степень быстроходности турбины не изменяется. Вследствие этого постоянное значение степени быстроходности турбины входит в коэффициент, стоящий перед числом Рейнольдса. Формула (1) аналогична известным зависимостям [3] для каналов сложного поперечного сечения.

Вентиляционное перемещение воздуха внутри полых элементов турбины возникает вследствие действия центробежных сил при круговом движении махов. Отсюда нетрудно подсчитать перепад давления на концах маха (см. рис.5)

$$P_1 - P_2 = \rho \omega^2 \frac{l_1^2}{2}.$$

Этот перепад давления вызывает перемещение воздушной среды в сторону рабочих лопастей вращающейся турбины. При этом, течение вязкой жидкости в канале махов испытывает сопротивление трения

$$\frac{dP}{dl_1} = \frac{\lambda \rho u_1^2}{2d_3} \quad \text{или} \quad P_1 - P_2 = \frac{\lambda l_1 \rho u_1^2}{2d_3}.$$

Тогда работа центробежных сил на перемещение воздушной массы вдоль маха за вычетом работы на преодоление сил вязкого сопротивления записывается в виде:

$$A_1 = 2 \left(\frac{\rho \omega^2 l_1^2}{2} - \frac{\lambda l_1 \rho u_{cp}^2}{2d_3} \right) * u_1,$$

где цифра 2 суммирует работу обоих махов (в случае трехлопастной турбины 2 следует заменить на цифру 3). Естественная вентиляция ветротурбины возможна, если работа A_1 будет больше или равна сумме работ по преодолению сопротивления трения в кольцевом канале и рабочей лопасти

$$A_0 = \frac{\lambda_0 l_0 \rho u_0^3}{2d_0}, \quad A_2 = \frac{\lambda_2 l_2 \rho u_2^3}{4d_3}.$$

Таким образом, необходимым условием определения угловой скорости вращения турбины ω для обеспечения естественной вентиляции является $A_1 \geq A_0 + A_2$.

Подставляя выражения для A_0 , A_1 и A_2 , после несложных преобразований получим:

$$\omega \geq \sqrt{\frac{4\lambda_0 l_0 u_1^2 S_1^3}{d_0 l_1^2 S_0^3} + \frac{u_1^2 (\lambda_2 + 16\lambda_1)}{16d_3 l_1}}. \quad (2)$$

В качестве примера рассмотрена ветротурбина Дарье мощностью 6...7 кВт при среднегодовой скорости ветра 6...7 м/с. Мощность ветротурбин определяется формулой

$$N_t = \xi F \rho \frac{W^3}{2} = 221,2 \text{ Вт.}$$

Из этой мощности ветротурбина может снять с каждого квадратного метра миделева сечения турбины не более 100 Вт и 7-и кВт-ная турбина должна иметь $F = 10 \text{ м}^2$, т.е. чуть больше 8-ми метров лопасти (7) и длину махов (6) более 4 м.

Для (12) полостей маха $Re' = 18567$ и $\lambda' = 0,034$. Расход воздуха в каждом махе $Q/2 = 0,28 \text{ м}^3/\text{с}$ или $Q = 0,56 \text{ м}^3/\text{с}$.

Подставляя значения величин, входящих в формулу (2), найдем, что $\omega \geq 1,3 \text{ 1/с}$. Таким образом, для естественной вентиляции турбины достаточно всего 12 об/мин, в то время как при скорости ветра 7 м/с для выбранной нами турбины $\omega = 7,875 \text{ 1/с}$ или 75 об/мин. Заметим, при буревых скоростях ветра 12...15 м/с ветротурбина будет иметь 129...161 об/мин. Таким образом, работы центробежных сил с избытком хватает для организации естественной вентиляции турбины, даже, если для усиления жесткости махов и рабочих лопастей внутри их полостей имеется арматура.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ершина А.К., Ершин Ш.А., Жапбасбаев У.К.* Основы теории ветротурбины Дарье. Алматы. 2001. – 104 с.
2. *Ветроэнергетика* под ред. Д.де. Рензо. М.: Энергоатомиздат, 1982. – 272 с.
3. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи М.: Энергия. – 1973. – 320 с.