



ОРТОГОНАЛЬНЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ СВОБОДНЫХ РЕК И КАНАЛОВ*

В.М. Лятхер

¹British American Turbines, Inc.

Здание Искусств, 2-й этаж, Морис плейс, Лондон, NA 31G, Великобритания
www.baturbines.com, e-mail: vlyatkher@sbcglobal.net

²New Energetics, Inc.

563 л. Бартона., Кливленд, Огайо 44143
тел.: 1(216)272-67-65

doi: 10.15518/isjaee.2019.13-15.12-23

Заключение совета рецензентов: 12.09.18 Заключение совета экспертов: 05.02.19 Принято к публикации: 21.03.19

Обсуждается проблема использования энергии рек без создания плотин и затопления обширных территорий. Отмечены успехи в реализации и развитии идей патента 1931 г., где рабочие лопасти турбины движутся со скоростью большей, чем скорость потока. Приведены схемы новых турбин такого типа, например, сбалансированная шестиярусная однолопастная турбина, турбина-спираль, сбалансированная двухлопастная турбина. Рассматривались характеристики свободнопоточных ортогональных турбин в потоках ограниченной ширины и глубины. Важнейшей характеристикой турбины является коэффициент мощности (эффективность), равный отношению энергии вращающейся турбины к кинетической энергии потока в трубке тока, проходящей через контур турбины.

Отмечена возможность значительного увеличения мощности турбины в этих условиях по сравнению с условиями применения в неограниченных потоках. Увеличение мощности турбины в стесненном потоке связано с увеличением скорости течения в турбине на подходе к тыльному участку трассы лопастей. Сформулированы требования к параметрам турбины, обеспечивающим максимальную мощность при заданном расходе воды и допустимом подъеме уровня в реке. Эти требования состоят в определенных правилах выбора числа лопастей (и затенения) турбины с учетом допустимого повышения уровня воды (подпора) перед турбиной. Отмечена неустойчивость работы турбин при малых скоростях вращения, описана модификация конструкции турбины, устраняющая этот недостаток. Модификация быстроходных ортогональных турбин состоит в использовании разгонных лопастей с чашеобразным сечением, размещаемых на трассе диаметром в 2 раза меньшим диаметра трассы основных (рабочих) лопастей плавно обтекаемого профиля.

Установлено, что во всех рассмотренных вариантах турбин для потоков с ограниченным поперечным сечением конструкция системы лопастей может быть жесткой, что исключает единый центральный вал (ось) и позволяет заменить его опорными полувалами.

Ключевые слова: гидротурбина; свободнопоточный агрегат; поток; энергия потоков; ограниченное поперечное сечение.

ORTHOGONAL TURBINE FOR FREE RIVERS AND CHANNELS

V.M. Lyatkher^{1,2}

*Лятхер В.М. Ортогональные турбины для свободных рек и каналов // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология» (ISJAEE), 2019;13-15:12-23.



¹British American Turbines, Inc.
The Arts Building, 2nd Floor, Morris Place, London, UK, NA 31G
www.baturbines.com, e-mail: vlyatkher@sbcglobal.net
²New Energetics Inc.
563 Bartow Ln., Cleveland, OH 44143
tel.: 1(216)272 67 65

doi: 10.15518/isjaee.2019.13-15.12-23

Referred 12 September 2018 Received in revised form 5 February 2019 Accepted 21 March 2019

The paper discusses the problem of using the energy of rivers without creating the dams and flooding vast areas and notes that there is a progress in the implementation and development of the ideas of patent in 1931 (the speed of the workers turbine blades is higher than flow rate). The paper gives the diagrams of the new turbines of this type, for example a balanced 6-tier single-blade turbine, turbine-spiral, a balanced two-blades turbine.

Moreover, the paper deals with the features free-threaded orthogonal turbines in the streams of the limited width and depth. The most important characteristic of a turbine is the turbine's power factor that is equal to the ratio of the energy of the rotating turbine to the kinetic energy of the flow in the current tube passing through the turbine circuit. There is a possibility of a significant increase in the power of the turbine in comparison with the conditions of use unlimited streams. The increase in turbine power in a straitened flow is associated with an increase in the flow velocity in the turbine on the approach to the rear section of the blades' track. It is set the requirements of the turbine parameters for maximum power at a given water flow and the permissible level rise in the river. These requirements relate to the certain rules for selecting the number of blades (and solidity) of the turbine, taking into account the permissible increasing in the water level (backup) in front of the turbine.

The paper notes the turbines instability at low speed of rotation, describes a turbine design modification that eliminates this drawback. Modification of the high-speed orthogonal turbines is the use of accelerating blades with a cup-shaped cross-section, placed on the route within a diameter 2 times smaller than the diameter of the main (working) blades of the smoothly streamlined profile.

It is concluded that all considered variants of turbines for streams with limited cross-section, the design of the blade system may be made rigid, which eliminates the single central shaft (axle), replacing it with a reference semi-shafts.

Keywords: hydraulic turbine; free-threaded units; stream; energy flows; restricted cross-section.



Виктор
Михайлович Лятхер
Viktor Lyatkher

Сведения об авторе: д-р. техн. наук, профессор; член Академии водных проблем (Россия); инженер, British American Turbines, Inc.; президент компании «New Energetics» (США); генеральный директор ООО «Новая Энергетика» (Россия).

Образование: Московский энергетический институт; механико-математический факультет МГУ.

Область научных интересов: гидравлическое моделирование, гидроэнергетика, гидрология, сейсмология, механика сплошных сред, приливная энергия; ветроэнергетика.

Публикации: более 280, в том числе 15 книг и 70 патентов.

Information about the author: D.Sc. in Engineering; Professor of Moscow University of Environmental Protection; Member of Academy of Water Researches, Russia; Project Engineer and Researcher, British American Turbines, Inc.; President of Clean Energy Co. (USA); New Energetics Inc. (USA); CEO of "Novaya energetika" Ltd. (Russia).

Education: Master of Science in Engineering, Moscow Power Engineering Institute; Moscow State University, Mathematics and Mechanics Faculty.

Research interests: hydraulic modeling, hydraulics of the rivers, lakes and ocean flow; hydrology, water resources management, seismology and earthquake engineering, hydropower, tidal power and wind power construction and equipment.

Publications: more than 280, including 15 books and 70 patents.

Список обозначений

Буквы греческого алфавита

ρ	Плотность воды
ν	Кинематическая вязкость
φ	Угол, град.
ω	Круговая частота вращения

Буквы латинского алфавита

B	Ширина канала и длина хорды, м
C_p	КПД турбины
C_x	Коэффициент сопротивления

D	Диаметр турбины, м
g	Ускорение силы тяжести
H	Напор на турбине
h	Глубина потока, м
L	Длина турбины, длина лопасти, м
L_b	Длина хорды лопасти
n	Частота вращения, об/мин
P	Мощность, кВт
R	Радиус турбины
U	Скорость потока, м/с
V	Линейная скорость лопасти
<u>Аббревиатуры</u>	
ПЭС	Приливная электростанция

1. Быстроходные ортогональные турбины

Ортогональные энергоагрегаты, в которых рабочие лопасти движутся со скоростью большей, чем скорость потока, а ось вращения агрегата перпенди-

кулярна течению, первоначально были предложены и разрабатывались применительно к использованию энергии ветра [1–4].

Однако очень быстро идеи ортогональных турбин нашли реализацию в гидроагрегатах (рис. 1).

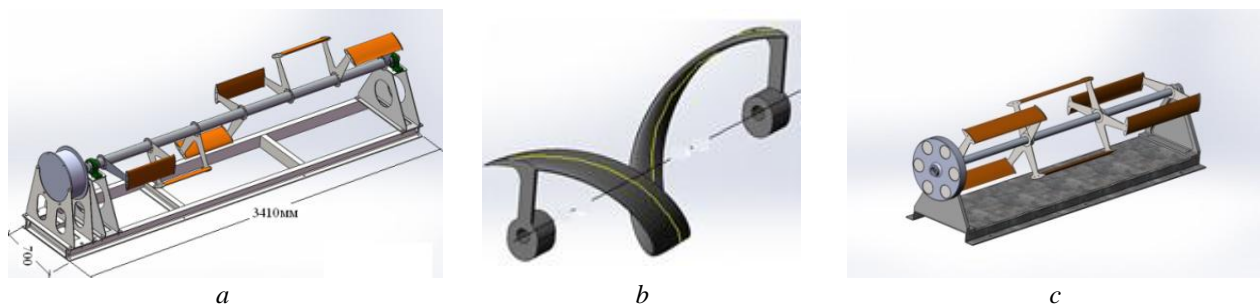


Рис. 1 – Современные ортогональные гидротурбины: а – сбалансированная 6-ярусная однолопастная турбина [5]; б – турбина-спираль [6]; с – обычная сбалансированная двухлопастная турбина
Fig. 1 – Modern orthogonal turbine: а – a balanced 6-tier single-blade turbine [5]; б – turbine-spiral [6]; с – a balanced two-blades turbine

Систематические экспериментальные исследования сразу выявили большое влияние относительных размеров гидротурбины, испытываемой в канале с

ограниченным поперечным сечением: чем большую часть поперечного сечения потока занимает турбина, тем выше ее энергетическая эффективность (рис. 2).

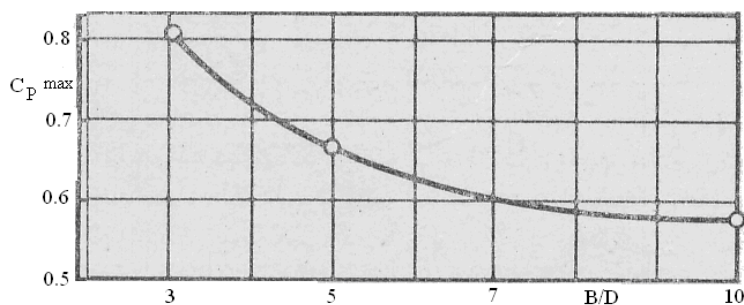


Рис. 2 – Максимальная эффективность вертикальной двухлопастной турбины диаметром D (затенение $ib/D = 0,3$) в функции относительной ширины канала [7]
Fig. 2 – Maximum effectiveness of the vertical two-bladed turbine with a diameter D (solidity $ib/D = 0,3$) in function of the relative width of the channel [7]

Эффективность турбин в потоке оценивается с помощью коэффициента C_p в формуле:

$$P / DL = C_p \rho U^3 / 2, \quad (1)$$

где P/DL – удельная мощность турбины диаметром D и длиной L ; ρ – плотность воды; U – скорость потока на подходе к турбине.

Первые натурные испытания ортогональных турбин, выполненные В.В. Давис в Канаде, В. Кирке в Австралии, В.В. Бухановым в России (в нижнем бьефе Красноярской ГЭС), по конструктивным условиям требовали размещения турбины внутри контейнера, выполнявшего функции концентратора потока. Измерения показали относительно высокую максимальную эффективность турбин $C_p = 0,45 \div 0,55$ при $V/U = 2,2$ и



затенении $\sigma = ib/D = 0,3$. Здесь: i – число лопастей с хордой b в одном ярусе турбины диаметром D [8]. Оказалось, что при оптимальном подводе и отводе воды ортогональная турбина, занимающая все сечение потока, может иметь эффективность до $C_p = 0,9$ [9].

В безграничном потоке крутящий момент и мощность турбины максимальны при движении лопастей по фронтальному участку кольцевой трассы лопасти. Это вызвано перестройкой плана течений в плоскости, перпендикулярной оси турбины, – скорость течения перед тыльным участком трассы лопастей существенно ниже, чем на подходе к турбине (рис. 3).

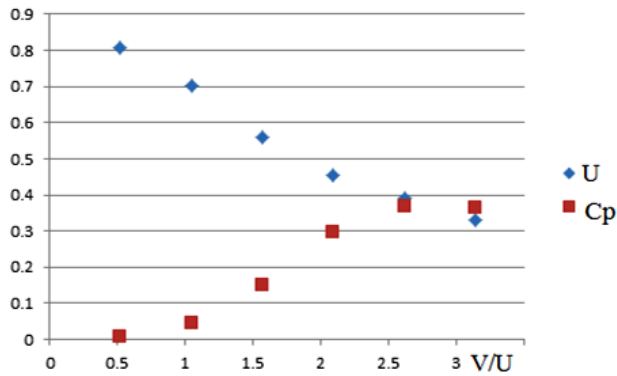


Рис. 3 – Относительная скорость потока в турбине (u/U) на подходе к тыльному участку трассы ($x/R = 0,7; y = 0$) и эффективность турбины (C_p): профиль лопасти GAW1, разворот лопасти 3° (носик наружу); $D = 1$ м; $i = 1$; $L = 2$ м; $b = 0,3$ м; $U = 1$ м/с

Fig. 3 – Relative flow rate in the turbine (u/U) on the way to the rear part of the track ($x/R = 0.7; y = 0$) and turbine efficiency (C_p): GAW1, 30; $D = 1$ м; $i = 1$; $L = 2$ м; $b = 0.3$ м; $U = 1$ м/с

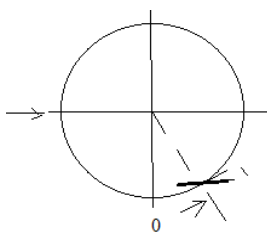


Схема отсчета углов на трассе

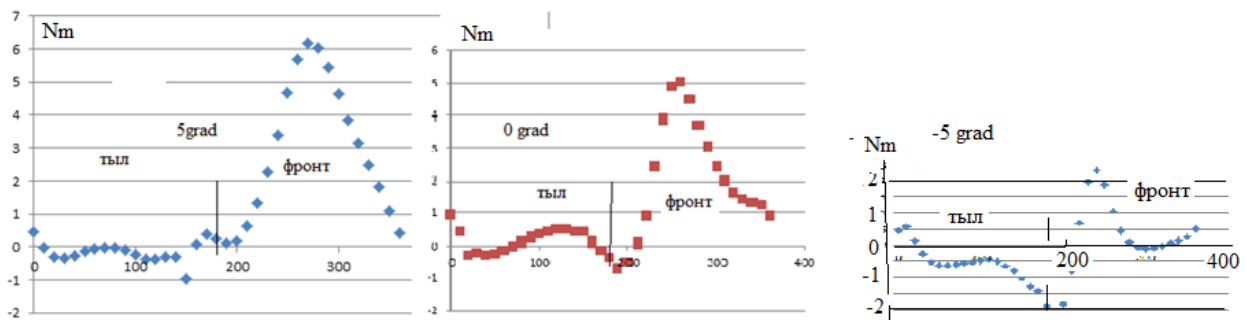


Рис. 5 – Крутящие моменты на оси одного яруса однолопастной турбины: хорда лопасти 180 мм; диаметр трассы 640 мм; профиль NASA 0018; длина лопасти 900 мм; частота вращения 21 об/мин; скорость воды 0,35 м/с; $V/U = 2$; максимальная эффективность турбины при углах установки плюс 5, ноль и минус 5 градусов составила $C_p = 0,24; 0,192; -0,03$

Fig. 5 – Torques on the axis of one tier single-blade turbine: chord blades 180 mm; diameter of the track 640 mm; NASA profile 0018; blade length 900 mm; speed of 21 rpm; water speed 0.35 m/s; $V/U = 2$; turbine efficiency at installation angles of plus 5, zero and minus 5 degrees was $C_p = 0.24; 0.192; -0.03$

На рис. 4 видно, что вектор относительной скорости V , формирующий тянущую силу и крутящий момент на турбине, на фронтальном участке расположен внутри трассы лопасти. На тыльном участке трассы вектор относительной скорости расположен снаружи от трассы. При начальном расположении лопасти по касательной (без разворота) угол атаки располагается по разные стороны лопасти на фронтальном и тыльном участках.

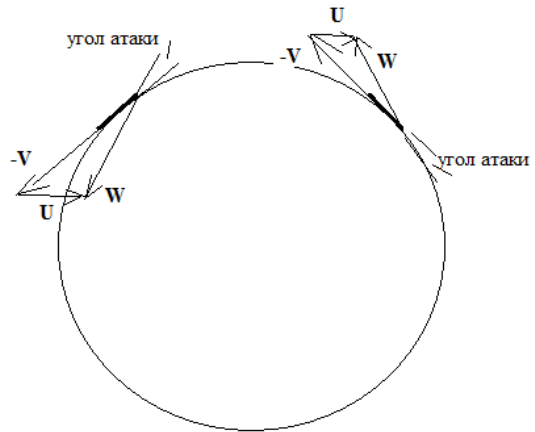


Рис. 4 – Схема обтекания лопасти турбины, вращающейся по часовой стрелке

Fig. 4 – Scheme of flow turbine rotor blades rotating clockwise

На рис. 5 показаны крутящие моменты на оси турбины (Nm) в безграничном потоке при разных углах разворота хорды жесткой лопасти относительно аэродинамического центра – положительный угол (носик лопасти) наружу от трассы.

На рис. 5 видно, что при любом развороте лопасти тыльная часть трассы в безграничном потоке практически не дает положительного вклада в энергию турбины. Другая ситуация в ограниченном, например, напорном потоке, где средняя скорость течения на фронтальном и тыльном участках трассы лопасти одинаковая. Расчеты показали, что оптимальным в этом случае является расположение хорды лопасти по касательной к трассе аэродинамического центра, а максимальный крутящий момент, одинаковый на фронтальном и тыльном участках, превышает 10 Nm для турбины с параметрами по рис. 5. Разворот лопасти на 5° (носик наружу) повышает максимум крутящего момента на фронте примерно на 35 %, но вся тыльная часть трассы оказывается под действием тормозящего момента.

Ортогональные турбины в напорном потоке нашли применение в блоках приливной электростанции (ПЭС) традиционного исполнения – с отсечением бассейна ПЭС от моря [10]. Преимущество ортогональной турбины здесь состоит в том, что работа турбины не зависит от направления течения. Схема напорного потока с ортогональной турбиной [11] была доведена до практической реализации на Кислогубской ПЭС [12].

2. Удельная мощность турбины

Мощность турбины P (кВт/м²), отнесенная к единице площади поперечного сечения турбины в напорном потоке, определяется скоростью потока, напором на турбине и коэффициентом полезного действия турбины:

$$P = \rho g \eta UH . \quad (2)$$

Напор на турбине H связан со скоростью потока U через коэффициент сопротивления турбины C_x :

$$H = C_x U^2 / 2g . \quad (3)$$

Таким образом, равенство (2) можно представить в следующем виде:

$$Y = P / \rho(gH)^{3/2} = \eta(2 / C_x)^{1/2} , \quad (4)$$

а характеристики напорной турбины в канале прямоугольного сечения из [11] принимают вид, удобный для определения режима работы системы, включающей турбину и генератор.

Изменение относительной удельной мощности (4) в функции относительной скорости лопастей турбины при разном затенении показано на рис. 6

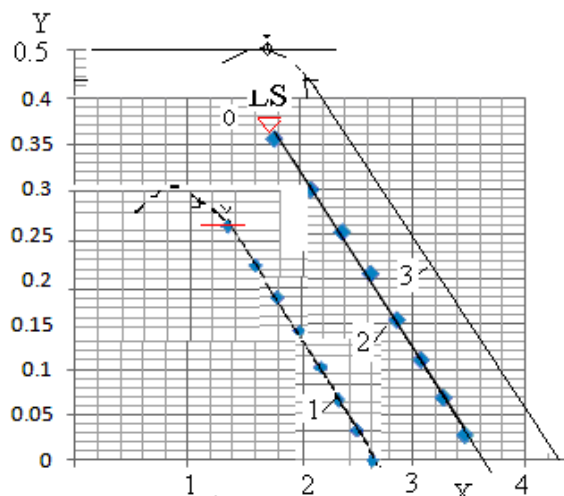


Рис. 6 – Универсальные характеристики турбин: затенение 1,2; 0,6 и 0,4 – линии 1, 2, 3 соответственно
Fig. 6 – Universal characteristics of turbines: lines 1, 2, 3 – solidity 1.2, 0.6 and 0.4, respectively

Уравнения прямых на рис. 6, связывающих относительную удельную мощность турбины $Y = P/\rho(gH)^{3/2}$ и относительную скорость ее лопастей $X = V/(gH)^{1/2}$ имеют вид:

при затенении 1,2:

$$Y = 0,526 - 0,192X; \quad (5)$$

при затенении 0,6:

$$Y = 0,709 - 0,195X; \quad (6)$$

при затенении 0,4:

$$Y = 0,835 - 0,195X. \quad (7)$$

Для затенения $\sigma = ib/D = 1,2$, максимальная возможная удельная мощность, снимаемая с единицы площади сечения турбины в устойчивом режиме, кВт/м²,

$$P_{\max} \approx 0,26\rho(gH)^{3/2} (\text{кВт/м}^2) = 8(H)^{3/2} (\text{кВт/м}^2) \quad (8)$$

и достигается при частоте вращения, грт,

$$n = 13,4(gH)^{1/2} R = 42(H)^{1/2} / R \text{ (об/мин)}. \quad (9)$$

Абсолютный максимум удельной мощности на 20 % больше, а частота на 30 % ниже. Здесь радиус турбины R и напор H измеряются в метрах, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$. При затенении $\sigma = 0,4$ максимальная мощность и

частота вращения выше примерно в 1,6 раза, а при затенении 0,1 – в 2 раза.

При заданном напоре, определяемом допустимым затоплением берегов, максимальная мощность и соответствующая частота вращения турбины тем больше, чем меньше затенение и больше расход воды. При заданной скорости потока на подходе к турбине U (м/с), напор H (м) зависит от коэффициента сопротивления турбины C_x , который в оптимальном режиме увеличивается с увеличением затенения (рис. 7).

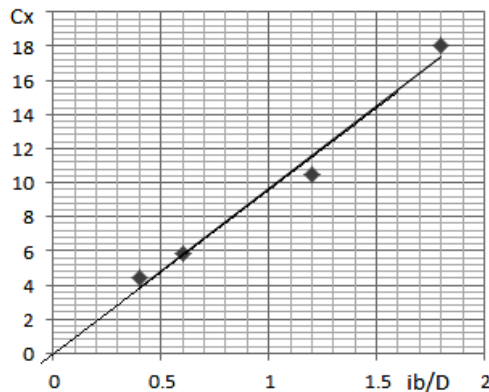


Рис. 7 – Коэффициент сопротивления турбины при оптимальном режиме ($V/U = 3$) в функции затенения
Fig. 7 – Coefficient of resistance turbine in optimal mode ($V/U = 3$)

Таким образом, для получения большей мощности при заданном расходе воды через турбину следует увеличивать затенение, повышая и напор на турбине.

Максимальная эффективность турбины в рассматриваемых условиях по [11] оказалась не зависящей от затенения и составляла около 60 % при оптимальном соотношении скорости лопастей V и скорости потока U : $V/U = 3$. На самом деле в турбинах такого типа, реализующих тянущую силу крыла, заметным может быть влияние скорости потока, отражаемое критерием Рейнольдса (влияние вязкости) и числом кавитации (влияние фазового перехода у носка лопасти). Реально эти факторы можно не учитывать, если скорость потока выше 1 м/с, но ниже 3 м/с, что характерно для большинства рек.

При скорости лопастей турбины выше оптимума (разгон турбины без торможения), коэффициент сопротивления в напорном потоке растет пропорционально скорости и затенению турбины. Оптимальный режим (максимум C_p или η) при заданном расходе (скорости) потока не соответствует максимальной мощности. Максимальная удельная мощность P_{\max} при заданном напоре и расходе (скорости U) определяется максимумом параметра $(C_x \eta)_{\max} = P^\wedge$ и примерно соответствует $V/U = 6$ (рис. 8).

Мощность, выдаваемая агрегатом, определяется произведением этого безразмерного комплекса P^\wedge на скоростной напор $U^2/2g$, расход воды через турбину $Q = Ux Dx L$ и КПД электрогенератора $\eta_{\text{ген}}$.

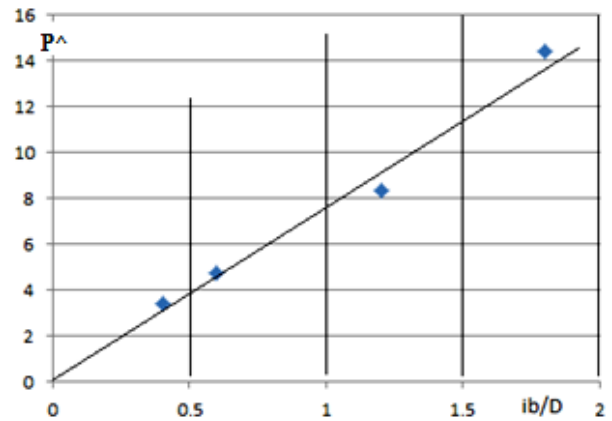


Рис. 8 – Максимальная относительная мощность турбины P^\wedge в зависимости от ее затенения
Fig. 8 – The maximum relative capacity P^\wedge of the turbine depending on its solidity

Обычно исходной характеристикой потока, в котором намечается размещение турбины, занимающей все сечение потока, является расход воды (скорость потока, а не напор) и габариты сечения потока. Пусть, например, скорость потока равна 1 м/с. Глубину потока, равную диаметру турбины, примем $D = 1$ м. При затенении 0,5 максимальную мощность от потока на ортогональной турбине по рис. 8 можно получить

$$P = 4 (1/19,6) x L = 0,2L.$$

Если длина турбины $L = 5$ м, то можно получить всего 1 кВт при подпоре 0,25 м. Увеличивая затенение, можно увеличить мощность, но при этом вырастит и подпор.

При диаметре турбины $D = 0,3$ м оптимальная частота устойчивого вращения турбины с затенением 0,4 и напором H , измеренным в метрах, связаны формулой:

$$n \text{ (об/мин)} = (360 \div 400) \sqrt{H} \text{ (м)}. \quad (10)$$

Уже при напоре 1,6 ÷ 2 м такая турбина может быть использована в комплексе с серийным генератором, имеющим номинальную частоту вращения 500 об/мин без мультипликатора. Максимальная мощность агрегата, снимаемая с единицы площади поперечного сечения турбины, в этом случае

$$P_{\max} = \eta_{\text{ген}} 14 H^{3/2} \text{ (кВт/м}^2\text{)}. \quad (11)$$

Для многоярусных турбин при использовании лопастей с хордой 160 мм (профиль GAW-1) в спокойном открытом потоке указанные закономерности будут применимы в том случае, если турбина зани-

мает все поперечное сечение потока (или его большую часть). При этом может быть целесообразно использовать несколько лопастей в одном ярусе турбины. В турбине диаметром 0,64 м применение одной, двух, трех лопастей с хордой 0,16 м в одном ярусе дает затенение 0,25; 0,50 и 0,75 соответственно, а мощность, ожидаемая от турбины длиной 2,7 м, например, при скорости потока 1 м/с – 1,2 кВт; 2,4 кВт и 3,6 кВт соответственно, что заметно больше, чем прогнозировалось для оптимальной турбины в безграничном потоке (230 Вт). При этом оптимальная частота вращения остается для всех вариантов одной и той же – около 90 об/мин. Ясно, что в ограниченном потоке целесообразно использовать турбину с несколькими (2÷3) лопастями в одном ярусе. Следует отметить, что такое большое увеличение мощности турбины ожидается лишь в том случае, если турбина занимает все сечение потока (по ширине и глубине), а каждая лопасть имеет достаточную длину ($L_b > 3b$).

3. Турбина в канале большого сечения

Если турбина занимает не все сечение потока, то выдаваемая мощность (и эффективность) турбины резко снижается.

В канале шириной $B = 1$ м и глубиной $h = 0,6$ м были проведены опыты (И.И. Ивановым, Г.А. Ивановой, С.М. Скосаревой в Научно-исследовательском секторе (НИС) Гидропроекта в 1983–1986 гг.) с горизонтальными двухлопастными двухярусными турбинами диаметром $D = 0,2$ м: профиль лопасти НАСА0018, хорда $b = 44$ мм. Турбина располагалась в центре канала. При длине лопасти $L_b = 200$ мм, 120 мм, 60 мм (относительная длина турбины $L/B = 0,4$; 0,24 и 0,12) максимальная эффективность турбины $C_p = 0,65$; 0,48; 0,12 при относительной скорости лопастей, отвечающей максимуму, $V/U = 2,9$; 2,9; 2,2.

Переход от двух ярусов к трем ярусам для турбин с лопастями длиной $L_b = 120$ мм или 60 мм (относительная длина турбины $L/B = 0,36$ и 0,18) привел к увеличению максимальной эффективности до $C_p = 0,62$ (вместо 0,48) и 0,27 (вместо 0,12) при $V/U = 2,9$ и 2,6 (рис. 9).

Очевидно, рост эффективности с увеличением числа ярусов при неизменной длине лопастей вызван увеличением доли сечения потока, занятого турбиной.

При одной и той же длине лопастей $L = 200$ мм и диаметре одноярусной турбины $D = 200$ мм, занимающей небольшую часть ширины потока (менее 20 %), увеличение числа лопастей так же, как и в безграничном потоке снижает эффективность и быстроходность турбины. При хорде $b = 44$ мм и диаметре турбины 200 мм максимальная эффективность турбины $C_p = 0,53$; 0,46; 0,40 и $V/U = 2,8$; 2,3; 1,9 для турбин с двумя, тремя и четырьмя лопастями в одном ярусе. Уменьшение хорды снижает эффективность турбины, но повышает ее оптимальную быстроходность.

Увеличение хорды до 50 мм незначительно повышает эффективность турбины:

Число лопастей, i	2	3	4
$(C_p)_{\max}$	0,62	0,55	0,45
$(V/U)_{\text{optim}}$	2,6	2,2	1,8

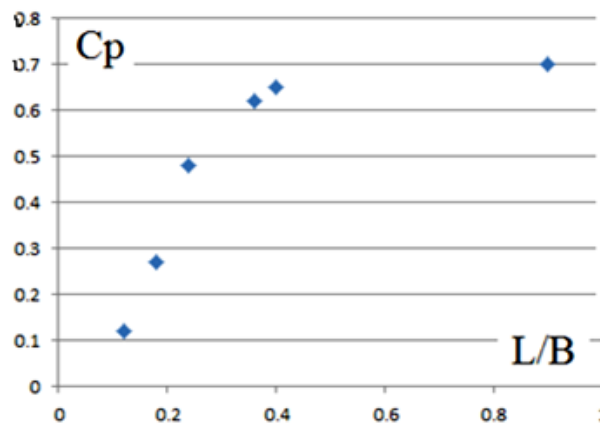


Рис. 9 – Изменение эффективности турбины в зависимости от ее длины L при неизменных ширине потока $B = 1$ м, глубине потока $h = 0,6$ м и диаметре турбины $D = 0,2$ м
 Рис. 9 – The change in the efficiency of the turbine depending on its length L at constant flow width $B = 1$ m, depth of flow $h = 0.6$ m and diameter of the turbine $D = 0.2$ m

С учетом изложенного для практического освоения предлагаемых турбин выпускаются два варианта демонстрационной турбины длиной 2,7 м и диаметром 0,64 м для потоков с ограниченной глубиной:

- в потоках большой ширины – 6-ярусная однолопастная турбина (см. рис. 1а);
- в узких потоках турбина имеет две симметрично расположенные лопасти, а ярусов при этом не 6, а только 3 длиной по 0,9 м, повернутые на 60° относительно друг друга (рис. 1б).

Выдаваемая мощность таких турбин с фиксированными габаритами будет зависеть от допустимого подпора и скорости потока.

Результаты опытов, показанные на рис. 9, приводят к идее расположения турбин в концентраторах потока прямоугольного сечения, которые должны не только увеличить скорость течения в зоне турбины, но и повысить качество турбины – увеличить ее эффективность. Эксперименты с концентраторами в форме коротких конфузоров и длинных диффузоров подтвердили возможность удвоения мощности агрегата в номинальном режиме свободного агрегата и значительное (до 6 кратного) увеличение выработки ветряков коллинеарного типа [13, 14]. Простейший концентратор для ортогональных турбин может быть предложен в форме стандартного контейнера, зафиксированные открытые двери которого формируют конфузор и диффузор (рис. 10).

Параметры такой свободнопоточной электростанции определяются скоростью течения в реке и создаваемым подпором, допустимым по условиям затопления долины реки.



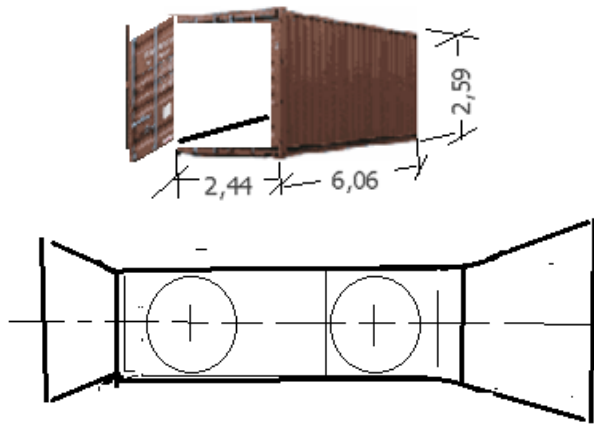


Рис. 10 – Концентратор для ортогональных турбин на базе стандартного контейнера
 Рис. 10 – Hub for orthogonal turbines based on standard container

Общим недостатком ортогональных быстроходных турбин является неустойчивость работы турбин на левой ветви характеристики турбины (см. рис. 3) – в режимах, когда скорость вращения турбины ниже

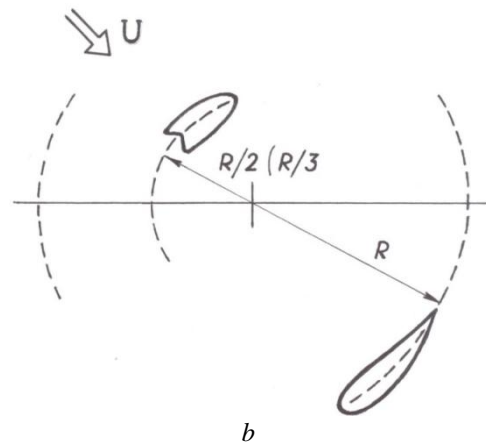
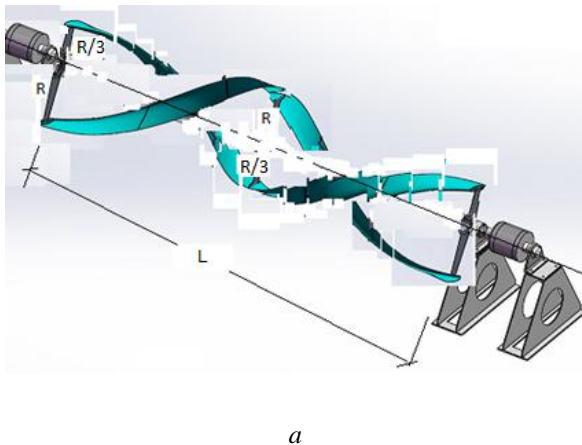


Рис. 11 – Турбина двойного действия: а – спиральная турбина двойного действия; б – поперечный разрез по турбине двойного действия

Fig. 11 – Double action turbine: a – helical turbine double action; b – a cross-section through the turbine double action

Эти «разгонные» лопасти устанавливаются симметрично «рабочим лопастям» относительно оси турбины на $1/2$ – $1/3$ радиуса турбины. Этот новый тип турбины является турбиной двойного действия, реализующей тянущую силу на внешней рабочей лопасти крылового профиля и толкающую силу на внутренней, разгонной лопасти чашеобразного (обрезанного) профиля. Лопасти могут быть прямыми, с прямой хордой (для потоков с границами, удаленными от контуров турбины) или с хордой, изогнутой по контуру движения лопасти (для турбин, занимающих большую часть поперечного сечения потока). Оптимальными в открытом потоке большого сечения являются спиральные безвалльные турбины с радиусами вращения лопастей R (рабочая лопасть) и $R/3$ (или $R/2$ – разгонная лопасть), имеющими разные профили и реали-

оптимального значения. Эту ветвь характеристики практически не удается получить при обычных лабораторных испытаниях гидравлических моделей турбин с механическим торможением. На реальных объектах это создает затруднения с разгоном турбины из состояния покоя и может вызывать остановку турбины при ее перегрузке. Для устранения этого недостатка обычно увеличивают затенение турбины, что повышает ее материалоемкость и снижает максимальную эффективность и оптимальную частоту вращения, или используют разгонные мотор-генераторы, например асинхронные сетевые генераторы.

4. Турбины двойного действия

Более эффективной для быстроходных ортогональных турбин с одной или несколькими рабочими лопастями аэродинамического профиля может быть установка элементов от тихоходных турбин с профилем, формирующим толкающую силу на тех углах поворота турбины, где тянущая сила рабочих лопастей минимальна (рис. 11).

зующими максимальную тянущую и толкающую силы на разных участках трассы лопастей турбины (на разных углах поворота турбины). Лопасти могут быть снабжены короткими фланцами, перпендикулярными оси турбины. Эти фланцы, выступающие за пределы пограничного слоя на лопастях, препятствуют перетеканию жидкости вдоль поверхности лопастей (параллельно оси турбины) (см. рис. 1b). Фланцы лопастей разного радиуса могут быть соединены обтекаемыми связями, которые формируют жесткую пространственную ферму, свободную от центрального вала, снижающего эффективность турбины. На рис. 11 показан пример оптимизированной спиральной турбины двойного действия. На рис. 12 показаны расчетные характеристики демонстрационной турбины двойного действия в неограниченном потоке.

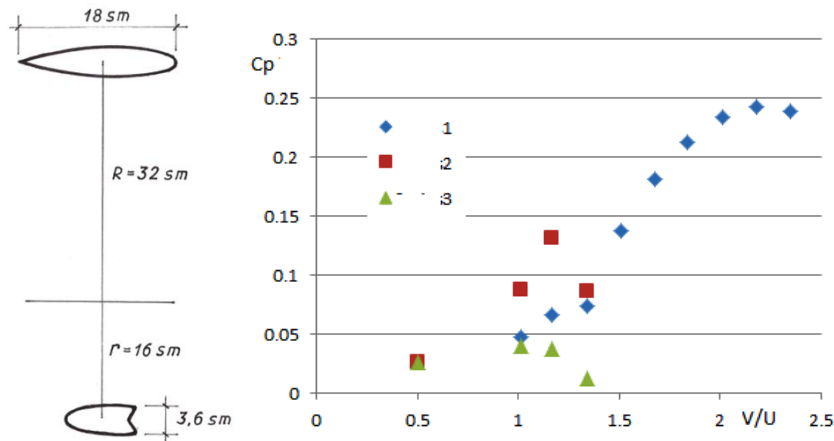


Рис. 12 – Эффективность однолопастной демонстрационной турбины двойного действия без разгонной турбины 1, в комплексе с разгонной турбиной 2 и без рабочей лопасти – только с разгонной лопастью 3

Fig. 12 – Efficiency of turbines with one working blade without the boost system 1, in combination with accelerating the turbine 2 and without the working of the blade – only blade with the upper stage 3

В потоке ограниченного сечения, где рабочих лопастей в каждом ярусе турбины может быть несколько, разгонные лопасти целесообразно ставить в меньшем количестве, например, по одной в каждом ярусе (рис. 13).

Ожидается, что разгонные лопасти не снизят максимум эффективности турбины, но улучшат условия запуска, повысят сбалансированность и жесткость конструкции. Варианты размещения разгонных лопастей в турбинах с прямыми лопастями показаны на рис. 14.

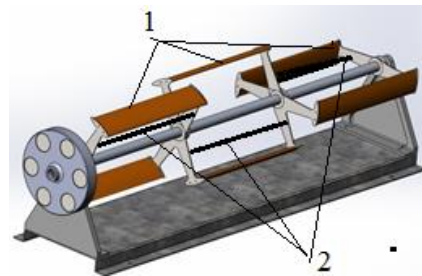
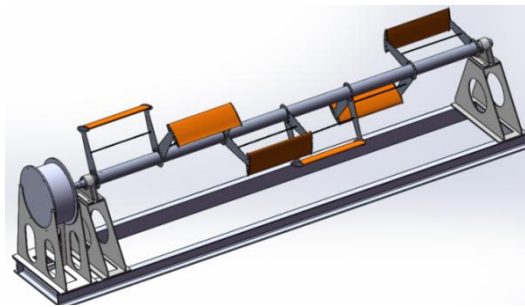
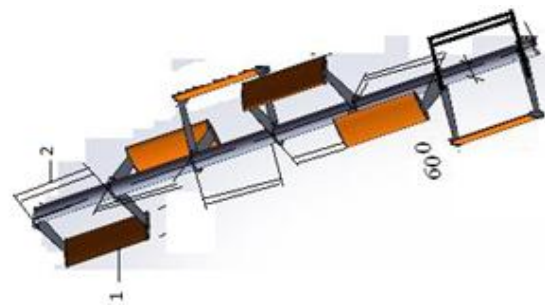


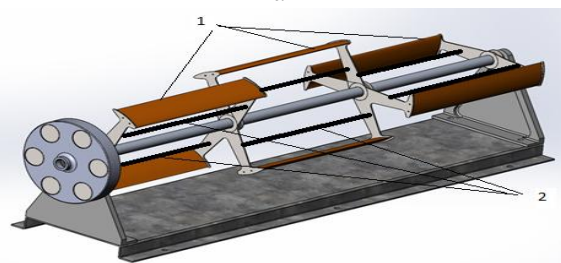
Рис. 13 – Пример турбины для потока ограниченного сечения: 1 – рабочие лопасти; 2 – разгонные лопасти
Fig. 13 – An example of the turbine for a flow of limited cross section: 1 – working blades; 2 – upper stage of the blade



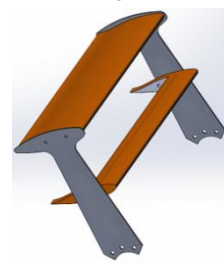
a



b



c



d

Рис. 14 – Варианты размещения разгонных лопастей: a, d – разгонная лопасть в одном блоке с рабочей лопастью; b, c – рабочие и разгонные лопасти по разные стороны оси турбины; 1 – рабочие лопасти, 2 – внутренние лопасти

Fig. 14 – Variants of locations of the inner blades: a, d – accelerating blade in one block with a working blade; b, c – working and accelerating blades on opposite sides of the turbine axis 1 – working blades, 2 – inner blades

Описанная схема размещения разгонной лопасти эффективна в условиях, когда турбина занимает все (или большую часть) сечение потока, и скорость течения внутри турбины мало отличается от скорости течения за ее пределами. В безграничном потоке скорости течения внутри турбины заметно ниже скорости потока на подходе. В оптимальной однолопастной турбине с затенением 0,3 в начале разгона скорость потока внутри турбины составляет около $0,8 \div 0,9$ от скорости на подходе, а в режиме максимальной мощности опускается до $0,3 \div 0,4$ (см. рис. 3). В безграничном потоке разгонная лопасть должна располагаться на радиусе не больше $0,3 R$, а ее поперечный размер должен быть минимальным (складывающийся профиль).

5. Шаровая турбина

Иная проблема возникает в шаровой турбине, которая формируется лопастями, очерченными по сферической поверхности (турбины Lucid Energy [15]). Лопастей в центре трубы работают эффективно, а на периферии, где их линейная скорость меньше скорости потока, оказывают тормозящее воздействие. В таких турбинах поперечное сечение лопасти целесообразно выполнять разной формы по длине лопасти [16]. На участке, примыкающем к оси потока – там, где линейная скорость лопасти $V = \omega r$ больше местной скорости потока $U(r)$ ($\omega r > 3 U$), – поперечный профиль лопасти имеет обычную хорошо обтекаемую форму с максимальным аэродинамическим качеством (рис. 15).

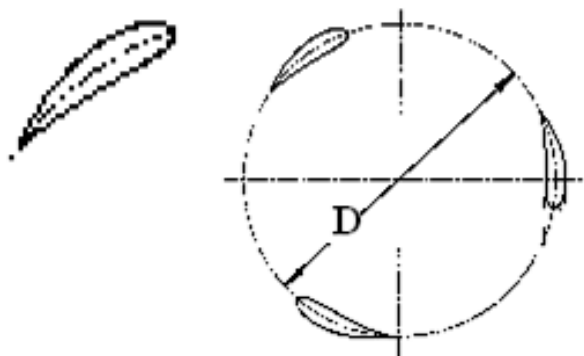


Рис. 15 – Сечение лопастей шаровой турбины в центральной зоне

Fig. 15 – The cross section of the blades of the ball turbine in the central zone

В зоне, близкой к стенкам трубы, опорным узлам и оси вращения турбины, где линейная скорость лопасти становится меньше местной скорости потока ($\omega r < U$), профиль лопасти принимает форму вытянутой чаши (рис. 16).

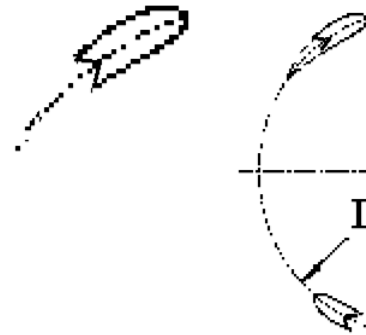


Рис. 16 – Профиль лопастей шаровой турбины в периферийной зоне, примыкающей к опорным узлам
Fig. 16 – Profile of the blades of the turbine ball in the peripheral area – near the support nodes

Во избежание перетока в поперечном направлении лопасти участки поверхности лопастей разделены плоскими тонкими выступами, перпендикулярными оси вращения турбины, которые препятствуют перетеканию жидкости по поверхности лопасти в направлениях, параллельных оси вращения (рис. 17).

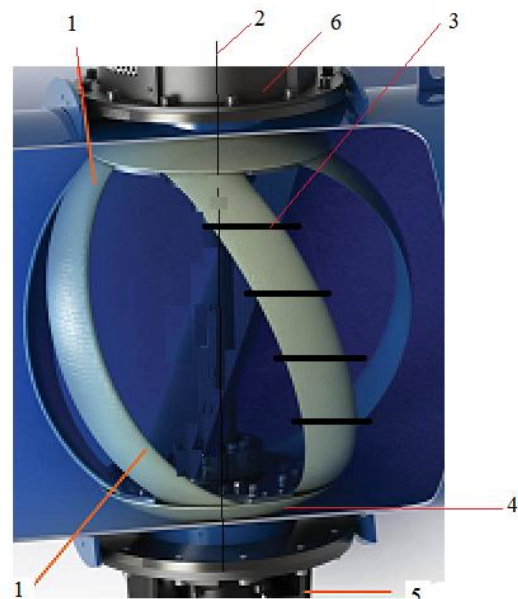


Рис. 17 – Общий вид безвальной ортогональной турбины со спиральными сферическими лопастями 1 переменного сечения, разделенными струенаправляющими стенками (тонкими выступами 3); 2 – ось турбины; 4 – опорный диск турбины; 5 – узел подшипников; 6 – мотор-генератор
Fig. 17 – General view of the sphere orthogonal turbine with spiral blades 1 variable cross-section, separated by a stream directing walls (thin protrusions 3); 2 – turbine axis; 4 – supporting disk of the turbine; 5 – bearing assembly; 6 – motor generator

Во всех рассмотренных вариантах турбин для потоков с ограниченным поперечным сечением конструкция лопастной системы может быть выполнена жесткой, что позволяет отказаться от единого центрального вала, заменив его опорными полувалами.

Заклучение

Свободнопоточные ортогональные турбины могут найти широкое применение для использования энергии течений в реках и каналах без создания обычных гидротехнических сооружений и резкого изменения режима объекта. При использовании свободнопоточных турбин контролируемым параметром, определяющим возможную мощность агрегата, является допустимый подъем уровня воды перед агрегатом. При известной скорости течения и выбранном подпоре, связанным с допустимыми затоплениями территорий, мощность агрегата определяется его габаритами и относительной величиной площади той части живого сечения потока, которую займет агрегат. Оптимальное размещение агрегатов вдоль и поперек реки при сохранении допустимых локальных подъемов уровней воды по всей длине реки позволит набирать значительную суммарную мощность без вреда экологии.

Ортогональные оптимизированные турбины шарового типа могут быть эффективно применены в схемах трубопроводного транспорта для регулирования расхода и использования избыточного напора.

Список литературы

- [1] Darrius, G. Turbine Having its Rotating Shaft Transverse to the Flow of Current. Patent U.S. 1834018, December, 1931 // ESCO Journal of Science and Technology. – 2013. – Vol. 9. – No. 16. – P. 68–73.
- [2] "L-180 Poseidon" according to Ljungstrom project. Canadian Patent 337.120. Oct.6, 1978, Danish 4146/79. Ljungstrom O. New concepts in vertical axis wind turbines (VAWT) and applications to large-MW size off-shore wind turbine systems, AIAA/seri-Wind Energy Conference, 1980, Boulder, Colorado.
- [3] Рензо, Д. Ветроэнергетика / Д. Рензо.; пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1982.
- [4] Мальшев Н.А., Лятхер В.М. Ветроэнергетические станции большой мощности // Гидротехническое строительство. – 1983. – № 12. – С. 38–44.
- [5] Lyatkher, V. Orthogonal Power Unit. Patent USA 8007235 B1, 2011, Int.Cl. F03B 3/12 (01.2006.).
- [6] Lyatkher V. Orthogonal Turbine Having a Balanced Blade, Patent USA 9657715 B1, 2017, Int.Cl.F03D 3/00, 3/06, 9/00, (2006.01) F03B 3/04, 17/06, 13/10 (2006.01).
- [7] Лятхер В.М., Иванов И.И., Скосарева С.М. Экспериментальные исследования ортогональных агрегатов для использования энергии течений // Гидротехническое строительство. – 1986. – № 11. – С. 33–38.
- [8] Лятхер, В.М. Возобновляемая энергетика / В.М. Лятхер // Эффективные решения. – М.-Ижевск, 2011.
- [9] Иванов И.И., Иванова Г.А., Кондратьев В.Н., Полинковский И.А. Повышение эффективности ма-

лых ГЭС // Гидротехническое строительство. – 1991. – № 1. – С. 15–17.

[10] Бернштейн Л.Б., Историк Б.Л., Лятхер В.М., Усачев И.Н., Шполянский Ю.Б. Гидротурбинная установка, Авторское Свидетельство СССР 1606731 А1, Бюл. изобретений 42, 15.11.90, приоритет от 28.03.88.

[11] Историк Б.Л., Прудовский А.М., Усачев И.Н., Шполянский Ю.Б. Использование ортогональных турбин на приливных электростанциях // Гидротехническое строительство. – 1998. – № 12. – С. 35–44.

[12] Историк, Б.Л. Новый ортогональный гидроагрегат для приливной электростанции на Кислогубской ПЭС / Б.Л. Историк, И.Н. Усачев, Ю.Б. Шполянский // Гидротехническое строительство. – 2007. – № 4. – С. 24–30; Шполянский, Ю.Б. Применение ортогональной турбины в низконапорных и свободных потоках / Ю.Б. Шполянский // Гидротехническое строительство. – 2011. – № 4. – С. 20–27.

[13] Евдокимов, С.В. Концентраторы потока ветровых энергоустановок и обоснование их параметров. Автореферат диссертации канд. техн. наук: ЛПИ, 2004.

[14] Hu, S. Su-Yuan and Cheng, Jung-Ho. Innovative designs for ducted wind turbines // Renewable Energy. – 2008. – Vol. 33. – P. 1491–1498.

[15] Baumgartner; Franklin W., Turbine in pipe, Patent USA 4012163, кл. F03D 7/06 (15.03.1977.).

[16] Лятхер В.М. Шаровой ортогональный энергетический агрегат. Патент РФ, №2661225. 2018, приоритет от 26.07.2017.

References

- [1] Darrius G. Turbine Having its Rotating Shaft Transverse to the Flow of Current, U.S. Patent 1834018, December 1931.
- [2] "L-180 Poseidon" according to Ljungstrom project. Canadian Patent 337.120. Oct.6, 1978, Danish 4146/79. Ljungstrom O. New concepts in vertical axis wind turbines (VAWT) and applications to large-MW size off-shore wind turbine systems, AIAA/seri-Wind Energy Conference, 1980, Boulder, Colorado.
- [3] Renzo, D. Wind Power. William Andrew, Incorporated, 1979; 347 p.
- [4] Malyshev N.A., Lyatkher V.M. High-power wind power stations (Vetroenergeticheskie stantsii bol'shoi moshchnosti). Gidrotekhnicheskoe stroitel'stvo, 1983;(12):38–44 (in Russ.).
- [5] Lyatkher V. Orthogonal Power Unit, Patent USA 8007235 B1, 2011, Int.Cl. F03B 3/12 (2006.01).
- [6] Lyatkher V. Orthogonal Turbine Having a Balanced Blade, Patent USA 9657715 B1, 2017, Int.Cl.F03D 3/00, 3/06, 9/00, (2006.01) F03B 3/04, 17/06, 13/10 (2006.01).
- [7] Lyatkher V.M., Ivanov I.I., Skosareva S.M. Experimental study of orthogonal units for the use of energy currents (Eksperimental'nye issledovaniya ortogonal'nyh



agregatov dlya ispol'zovaniya energii techenii). *Hydro-technical Construction*, 1986;(11):33–38 (in Russ.).

[8] Lyatkher V.M. Renewable energy (Vozobnovlyaemaya energetika). Effective solutions. Moscow – Izhevsk, 2011 (in Russ.).

[9] Ivanov I.I., Ivanov G.A., Kondrat'ev V.N., Polinkovsky I.A. Improving the efficiency of small hydropower plants (Povyshenie effektivnosti malyyh GES). *Hydrotechnical Construction*, 1991;(1) (in Russ.).

[10] Bernstein L.B., Istorik B.L., Lyatkher V.M., Usachev I.N., Shpolyansky Yu.B. Hydroturbine installation (Gidroturbinnaya ustanovka). Copyright Certificate of the USSR 1606731 A1, Bul. Inventions 42, 11/15/90, priority from 03.28.88 (in Russ.).

[11] Istorik B.L., Proudovsky A.M., Usachev I.N., Shpolyansky Yu.B. Use of orthogonal turbines at tidal power plants (Ispol'zovanie ortogonal'nykh turbin na prilivnykh elektrostantsiyah). *Hydrotechnical Construction*, 1998;(12):35–44 (in Russ.).

[12] Istorik B.L., Usachev I.N., Shpolyansky Yu.B. New orthogonal hydro-unit for tidal power at the Kislo-

gub-I TPP (Novyi ortogonal'nyi gidroagregat dlya prilivnoi elektrostantsii na Kislogubskoi PES). *Hydraulic engineering*, 2007;(4):24–30; Shpolyansky Yu.B. Application of an orthogonal turbine in low pressure and free flows (Primenenie ortogonal'noi turbiny v nizkonapornyykh i svobodnykh potokakh). *Hydrotechnical construction*, 2011;(4):20–27 (in Russ.).

[13] Evdokimov S.V. Concentrators of the flow of wind power plants and the justification of their parameters (Kontsentratory potoka vetrovykh energoustanovok i obosnovanie ih parametrov). Abstract of dissertation Ph.D. tech. Sciences: LPI, 2004 (in Russ.).

[14] Hu S. Su-Yuan and Cheng Jung-Ho. Innovative designs for ducted wind turbines. *Renewable Energy*, 2008;33:1491–1498.

[15] Author Title. US patent 4012163, cl. F03D 7/06, published 15.03.1977 (in Russ.).

[16] Lyatkher V.M. Spherical orthogonal energy aggregate (Sharovoi ortogonal'nyi energeticheskii agregat). Patent of the Russian Federation, no. 2661225, Index of international classification. 2018, priority from 07/26/2017 (in Russ.).

Транслитерация по BSI



Offshore Wind Energy 2019 – Выставка и конференция по оффшорной ветроэнергетике

Выставка Offshore Wind Energy 2019 проводится с 26 по 28 ноября в городе Копенгаген, Дания.

Экспонируемые продукты:

- Производство ветряных турбин
- Компоненты / производство материалов / оборудования
- Установка
- Логистика и хранение
- Разработка и эксплуатация проекта
- Консультации по оценке ресурсов
- Органы сертификации и классификации
- Консультации и институты в области НИОКР
- Разработка морской платформы
- Морские операции и техническое обслуживание
- Судостроение и преобразование
- Удаленное управление сайтом
- Суб-морская инфраструктура и компоненты
- Изготовление и укладка морских кабелей
- и другие

Конференция WindEurope Offshore является ведущей международной конференцией по ветроэнергетике.

Последний срок подачи тезисов – 15 июня 2019 года.

expomap.ru/expo/offshore-wind-energy-2019/

