

НЕКОТОРЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДОКАЗАТЕЛЬСТВА РАБОТОСПОСОБНОСТИ НОВОГО ВОДОПОДЪЕМНОГО УСТРОЙСТВА КАК ИСТОЧНИКА ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОЙ ЭНЕРГИИ

В. В. Марухин, В. А. Кутъенков, В. И. Иванов

Акционерная компания «Inversiones Mosten, S.A.L.»
Навера, 38, отель «MENGY», Санта-Круз, Тенерифе, 38620, Испания
Тел.: +34646847301; e-mail: aguagrpower@yahoo.com

In 2005 the new source of inexhaustible ecological clean and powerful energy is invented. This new converter of natural gravitational energy makes it possible, at negligible cost, to generate any commercial quantity of ecological clean electricity without dependence on a weather and climate continuously many years. The converter is capable of replacing heat & power and nuclear power station. This device has been successfully tested and it is ready to introduction in industry. In ninth number of this magazine it has been told about this invention. This article of magazine contains some basic formulas and new experimental results.

В 9-м номере журнала [1] мы рассказали о разработанном нами новом водоподъемном устройстве как источнике экологически чистой и мощной энергии. Показали историю этого изобретения [2], принципиальную схему, теоретические возможности и некоторые результаты экспериментальных исследований, подтверждающие работоспособность устройства и расчетные характеристики.

В данной статье мы отвечаем на пожелания специалистов, которым хотелось бы ознакомиться с методикой расчета параметров, узнать, почему выходные характеристики такие, а не другие, какой конкретно КПД схемы и т. д., а также понять, каким образом удалось добиться себестоимости изготовления нашего электрогенерирующего преобразователя, не превышающей 100EUR/кВт в серийном производстве.

К сожалению, в рамках статьи полностью привести разработанную теорию, содержащую почти 500 основных формул, невозможно. Мы предлагаем только главные теоретические предпосылки и формулы, в частности математическое доказательство того, что создаваемый устройством напор воды H больше напора воды на глубине погружения, что является ключевым фактором, определяющим всю новизну и революционность изобретения. Кроме того, представлены некоторые результаты дальнейших экспериментальных исследований.

Согласно теории Жуковского [3], напор H , создаваемый «гидравлическим тараном», и часть начальной скорости U , затраченная на создание этого напора, связаны формулой:

$$\frac{g(H - p_a/\gamma)}{C} = U, \quad (1)$$

где C — скорость распространения «ударной волны» в трубе заполненной водой; p_a — давление среды окружающую нагнетательную трубу; γ — удельный вес воды; g — ускорение силы притяжения.

Как было указано [1], в новой гидродинамической схеме каждая порция воды, закачанная в колпак в отличие от «гидравлического тарана», поскольку ударный клапан закрыт, будет вызывать невосполнимые потери массы всего продолжающего двигаться по инерции в направлении к нагнетательному клапану столба воды. Вследствие этого в нагнетательной трубе со стороны ударного клапана уже с момента начала движения первой отраженной «ударной волны» должна появиться зона разрежения с давлением близким к нулю, в которой может находиться только некоторая часть растворенных в воде газов, или должна появиться «зона отрыва» (гидродинамический термин). Размер этой зоны во время закачки воды в колпак будет увеличиваться. В результате все последующие отражения «ударной волны» в направле-

Статья поступила в редакцию 18.12.2005. The article has entered in publishing office 18.12.2005.

нии нагнетательного клапана будут происходить не от ударного клапана, а от «зоны отрыва». При этом каждая порция закачиваемой воды из-за уменьшения продолжительности действия давления под нагнетательным клапаном, будет уменьшаться.

Для такого механизма закачки количество закаченной в колпак воды q_H в зависимости от начальной скорости воды V_0 в момент возникновения «гидравлического удара» при учете всех факторов, в том числе и инерционности клапанов, определяется формулой

$$\tilde{q}_H = \zeta_1(1 + \varphi)y, \quad (2)$$

где

$$\tilde{q}_H = \frac{q_H}{\gamma S_0 L_0}, \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{V_k}{V_0} = 1 - 2n_0 \frac{U}{V_0}, \quad (4)$$

$$y = \frac{n_0 V_0}{C}, \quad (5)$$

$$\zeta_1 = \theta_1 - \theta_2 y + \theta_3 y^2 \quad (6)$$

безразмерные величины; L_H — длина нагнетательной трубы; S_0 — площадь ее проходного сечения; n_0 — число «гидравлических ударов» на ударный клапан; V_k — конечная скорость воды в конце закачки; $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ — коэффициенты, зависящие от n_0 и φ , причем всегда $\zeta_1 < 1$. Без учета указанного механизма отражения «ударной волны» $\zeta_1 = 1$, что превращает формулу (2) в обычную формулу [4] для «гидравлического тарана».

Тогда на основании формул (1)–(5)

$$H = p_a / \gamma + \zeta_1 \frac{1 - \varphi^2}{\tilde{q}_H} \frac{V_0^2}{2g}. \quad (7)$$

Из этой формулы можно получить отношение напора H к исходному напору h , т. е. относительный напор. Введем известное в гидродинамике выражение для предельно возможной скорости разгона воды V_∞ , имеющей исходный напор h :

$$V_\infty = \sqrt{2gh}, \quad (8)$$

также выражение для безразмерного коэффициента начальной скорости:

$$k_0 = \frac{V_0}{\beta_y V_\infty}, \quad (9)$$

где β_y — коэффициент потерь скорости в ускорительной трубе из-за трения на стенках.

Из формул (7)–(9) получим

$$\frac{H}{h} = \frac{p_a}{\gamma h} + \zeta_1 \frac{1 - \varphi^2}{\tilde{q}_H} \beta_y^2 k_0^2. \quad (10)$$

Так как для тела, погруженного в воду на глубину h , давление окружающей воды $p_a = \gamma h$, то из формулы (10) следует, что

$$\frac{H}{h} = 1 + \zeta_1 \frac{1 - \varphi^2}{\tilde{q}_H} \beta_y^2 k_0^2. \quad (11)$$

Поскольку в процессе закачки $1 > \varphi > 0$, то всегда $H > h$. Этот вывод можно получить и другим путем, в частности, рассматривая влияние «ударной волны» на упругое растяжение стенки нагнетательной трубы. Раз есть растяжение, направленное от центра трубы к периферии, то давление в трубе должно быть больше, чем снаружи.

Оценить, насколько $H > h$, можно следующим образом.

С учетом формулы (4) конечная кинетическая энергия столба воды в нагнетательной трубе

$$E_k = (1 - \tilde{q}_H) \varphi^2 E_0, \quad (12)$$

а кинетическая энергия столба воды до начала процесса закачки

$$E_0 = \gamma S_0 L_0 \frac{V_0^2}{2g}. \quad (13)$$

Разность начальной и конечной кинетической энергии идет на увеличение потенциальной энергии поступившей в колпак воды E_H , на периодическое растяжение стенок трубы, на открытие нагнетательного клапана, закрытие ударного клапана и т. д. Если сумму всех потерь, а также небольшую прибавку дополнительной кинетической энергии, вносимой водой за время закрытия ударного клапана, обозначить как E_Π , то

$$E_H = E_0 - E_k - E_\Pi. \quad (14)$$

В свою очередь, энергия E_H тратится, как и в «гидравлическом таране», на изменение потенциальной энергии количества закаченной в колпак воды q_H с начальной величины hq_H на конечную — значение, равное Hq_H , или, другими словами, на подъем этого количества воды. В математическом виде

$$E_H = q_H (H - h). \quad (15)$$

Тогда из формул (12)–(15) с учетом формул (8), (9)

$$\frac{H}{h} = 1 + \frac{\beta_y^2 k_0^2}{\tilde{q}_H} \left(1 - \varphi^2 + \tilde{q}_H \varphi^2 - \frac{E_\Pi}{E_0} \right). \quad (16)$$

Сравнивая формулу (16) с формулой (11), получим

$$\zeta_1 = 1 + \frac{\varphi^2}{1 - \varphi^2} \tilde{q}_H - \frac{E_\Pi}{(1 - \varphi^2) E_0}. \quad (17)$$

В момент окончания закачки воды, когда у столба воды в нагнетательной трубе закончится кинетическая энергия, т. е. когда $\varphi = 0$, получим

$$\zeta_1 = 1 - \frac{E_\Pi}{E_0}. \quad (18)$$

Если конечную длину «зоны отрыва» X в момент окончания закачки обозначить в безразмерном виде:

$$\tilde{X} = \frac{X}{L_H}, \quad (19)$$

то, при учете относительно небольшого увеличения объема нагнетательной трубы из-за растяжения стенок и других факторов, в том числе и инерционности клапанов, получаем:

$$\tilde{X} = \zeta_2 \tilde{q}_H, \quad (20)$$

где ζ_2 — коэффициент, зависящий от n_0 , φ и γ , причем всегда $\zeta_2 < 1$. Без учета растяжения нагнетательной трубы объем «зоны отрыва» равен объему убыли воды из нагнетательной трубы, и соответственно $\zeta_2 = 1$.

Тогда из формулы (11)

$$\frac{H}{h} = 1 + \zeta_1 \zeta_2 \beta_y^2 k_0^2 \frac{1 - \varphi^2}{\tilde{X}}. \quad (21)$$

Следовательно, в момент окончания зачки воды

$$\frac{H}{h} = 1 + \zeta_1 \zeta_2 \frac{\beta_y^2 k_0^2}{\tilde{X}}. \quad (22)$$

Следует отметить, что при $\varphi = 0$ в нагнетательной трубе может остаться либо часть воды, не имеющей кинетической энергии ($\tilde{X} < 1$), либо вообще может не остаться воды ($\tilde{X} = 1$). Конкретный случай зависит от коэффициента скорости k_0 . Однако и в том, и в другом случае при дальнейшем исчерпании кинетической энергии воды избыточное давление в колпаке должно закрыть нагнетательный клапан, а почти полное отсутствие давления в нагнетательной трубе при разрушении целостности столба воды должно открыть ударный клапан, находящийся под статическим напором воды со стороны ускорительной трубы.

Через открывающийся ударный клапан в нагнетательную трубу через ускорительную трубу опять начнет поступать вода, объем которой за время поступления будет равняться объему «зоны отрыва». При этом на основании уравнений, приведенных С. Чистопольским [4]:

$$\tilde{X} = \beta_y^2 \tilde{L}_y \ln \frac{1}{1 - k_y^2}, \quad (23)$$

где $\tilde{L}_y = L_y / L_0$ — относительная длина ускорительной трубы; V_y — конечная скорость разогнанной воды в ускорительной трубе; $k_y = V_y / \beta_y V_\infty$ — коэффициент скорости в ускорительной трубе. Вода со скоростью V_y должна вносить в нагнетательную трубу и определенную кинетическую энергию, полученную от разгона воды в ускорительной трубе:

$$E_y = \int_0^{k_y} \frac{V_y^2}{2g} dq, \quad (24)$$

где q — количество воды, вытекающей из ускорительной трубы.

Согласно С. Чистопольскому [4]:

$$\begin{aligned} E_y &= \gamma S_0 L_0 \beta_y^2 \tilde{L}_y \left(\ln \frac{1}{1 - k_y^2} - k_y^2 \right) \frac{V_\infty^2}{2g} = \\ &= \frac{\tilde{X}}{k_0^2} \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right) E_0. \end{aligned} \quad (25)$$

В результате смешения воды, оставшейся в нагнетательной трубе, и воды, поступающей че-

рез открытый ударный клапан, образуется поток, имеющий некоторую среднюю скорость V_c . Все параметры воды после смешения будут определяться законами сохранения массы, энергии и импульса.

Очевидно, что автоматическое повторение всего процесса будет возможно только в случае, когда создадутся условия, при которых $V_c = V_0$. В этом случае, закон сохранения энергии, при учете потерь энергии на трение в нагнетательной трубе, можно представить в следующем виде:

$$E_0 = \beta_0^2 E_y, \quad (26)$$

где β_0 — коэффициент потерь скорости потока в нагнетательной трубе из-за трения на стенках. При учете трения $1 > \beta_0 > 0$. Из формул (25)–(26) получаем:

$$\frac{k_0^2}{\tilde{X}} = \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right). \quad (27)$$

Подставляя это выражение в формулу (22), получаем окончательную формулу для возможного при автоматическом повторении всего процесса относительного увеличения напора:

$$\frac{H}{h} = 1 + \zeta_1 \zeta_2 \beta_y^2 \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right). \quad (28)$$

Так как $k_y^2 < \ln \frac{1}{1 - k_y^2}$ при любом $k_y < 1$, а $1 > \beta_0 > 0$, $1 > \beta_y > 0$, $1 > \zeta_1 > 0$, $1 > \zeta_2 > 0$, то

$$\zeta_1 \zeta_2 \beta_y^2 \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right) > 0. \quad (29)$$

В пределе, когда $k_y \rightarrow 1$, потери энергии на трение и другие потери пренебрежимо малы. Тогда

$$\zeta_1 \zeta_2 \beta_y^2 \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right) \rightarrow 1. \quad (30)$$

Таким образом, в реальном процессе

$$1 > \zeta_1 \zeta_2 \beta_y^2 \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right) > 0, \quad (31)$$

Следовательно, всегда

$$2 > \frac{H}{h} > 1. \quad (32)$$

Отсюда следует, что максимальный напор не может превышать $2h$, т. е. высота струи над поверхностью воды не может быть больше глубины.

Энергию E_H в процессе закачки воды в колпак, так же как в «гидравлическом таране», следует считать полезной энергией процесса, а потенциальную энергию

$$E_\infty = \gamma S_0 L_H h \quad (33)$$

массы воды в нагнетательной трубе перед закрытием ударного клапана и началом торможения с возникновением волны гидравлического удара — «располагаемой» энергией. Тогда отношение полезной энергии к располагаемой будет коэффициентом полезного действия η . Из формул (15), (33)

$$\eta = \frac{E_H}{E_\infty} = \tilde{q}_H \left(\frac{H}{h} - 1 \right). \quad (34)$$

Или, используя формулы (20), (22), (27), в окончательном виде:

$$\eta = \zeta_1 \beta_y^2 \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right) \tilde{X}. \quad (35)$$

Поскольку

$$1 > \zeta_1 \beta_y^2 \beta_0^2 \left(1 - \frac{k_y^2}{\ln \frac{1}{1 - k_y^2}} \right) > 0, \quad (36)$$

$$\tilde{X} \leq 1,$$

то всегда $\eta < 1$.

Средний объемный расход воды G_H , истекающий из колпака за время t_H :

$$G_H = \frac{q_H}{\gamma t_H}. \quad (37)$$

Тогда мощность гидротурбины N_T применительно к рассматриваемому устройству при истечении воды с повышенным напором H в окружающую воду с напором h равна:

$$N_T = A \eta_T G_H (H - h), \quad (38)$$

где η_T — КПД турбины; $A = 9,81 \text{ кВт}\cdot\text{с}/\text{м}^4$ — переводной коэффициент при размерности G_H в $\text{м}^3/\text{с}$ и H — в метрах.

На основании формул (3), (34), (37), (38) можно записать:

$$\frac{N_T}{S_0} = A \eta_T \eta \frac{L_0 h}{t_H}, \quad (39)$$

или

$$\frac{N_T}{S_0} = A \eta_T \frac{\tilde{q}_H L_0}{t_H} (H - h). \quad (40)$$

Совместное вращение системы «турбина – генератор» описывается уравнением:

$$j\omega \frac{d\omega}{dt} = N_T(t) - N_T(\omega), \quad (41)$$

где ω — угловая скорость вращения; t — время набора скорости; j — момент инерции, $N_T(t)$ — мощность турбины с учетом времени t_y ; $N_T(\omega)$ — мощность генератора в зависимости от скорости вращения ω . Скорость вращения достигнет своего максимального значения, когда $N_T^{\max} = N_G^{\max}$.

Анализ этого уравнения показывает, что сравнительно малый период времени t_y будет влиять только на время набора заданной угловой скорости гидротурбины и электрогенератора, а получаемая максимальная электрическая мощность будет зависеть только от КПД гидроэлектроагрегата.

По результатам испытаний малогабаритного энергетического модуля, представленного на рис. 11, 12 [1] при конструктивных параметрах: $L_H = 1 \text{ м}$, $h = 50 \text{ м}$, $S_0 = 0,0314 \text{ м}^2$ и расчетных параметрах: $\tilde{q}_H = 0,938$ и $N_T/S_0 = 3102 \text{ кВт}/\text{м}^2$ было экспериментально получено: $H - h = 31,53 \text{ м}$, $N_T = 92,73 \text{ кВт}$, $t_H = 0,068 \text{ с}$. Из приведенных в статье формул следует, что экспериментально получено $\eta_T = 0,692$ и $\eta = 0,592$. Экспериментальное значение $N_T/S_0 = 2953 \text{ кВт}/\text{м}^2$ оказывается даже несколько выше, чем указано на рис. 7 [1], что объясняется несколько иными конструктивными параметрами. Для используемого электрогенератора КПД составлял 95 % и практически не менялся при изменении угловой скорости. Следовательно, $\eta_T = 0,692/0,95 = 0,728$. Это значение близко к реальным значениям КПД для таких гидротурбин.

При использовании нового водоподъемного устройства в качестве гидрореактивного движителя, реактивная сила в период времени t_H , пока ударный клапан закрыт и в замкнутую систему не вносится никакого движения, определяется как динамическая составляющая выходного импульса:

$$R_T = \frac{\gamma G_H V_T}{g}, \quad (42)$$

где V_T — скорость истечения воды из колпака при наличии на выходе колпака цилиндрического выходного насадка. При этом

$$V_T = \sqrt{2g(H - h)}. \quad (43)$$

Однако в период времени t_y [1] истечения воды из колпака практически нет, поэтому реактивная сила отсутствует. Таким образом, реактивная сила по времени носит пульсирующий характер. В силу этого основным показателем для такого гидрореактивного движителя будет являться средняя по времени реактивная сила, определяющая за время действия полный импульс силы.

$$R_T^{\text{cp}} = \frac{t_H}{t_H + t_y} R_T = \frac{R_T}{1 + \frac{t_y}{t_H}}. \quad (44)$$

Тогда на основании формул (3), (37), (40), (43), (44):

$$\frac{R_T^{\text{cp}}}{S_0} = \frac{\gamma \tilde{q}_H L_0}{g(1 + t_y/t_H) t_H} \sqrt{2g(H - h)}. \quad (45)$$

Можно вычислить, что при тех же исходных данных и при экспериментальном значении $t_y = 0,041$ с, тот же энергетический модуль мог бы при отсутствии гидроагрегата создать реактивную силу $R_T^{cp}/S_0 = 21,82$ т/м², что с точностью ~2% совпадает с расчетным значением R_T^{cp}/S_0 , приведенным на рис. 6 [1].

При определенном режиме работы новое водоподъемное устройство, как и «гидравлический таран», способно нагревать проходящую через него воду, причем как при горизонтальной, так и при вертикальной схеме модуля. Особый интерес представляет получение нагретой воды в вертикальной схеме модуля, поскольку эта схема при установке в искусственном резервуаре требует меньшего количества воды. В такой схеме можно создать такие условия разгона воды в ускорительной трубе, что полученная кинетическая энергия будет превышать суммарную энергию, необходимую для вертикального подъема воды и для автоматического повторения процесса. При этом максимальное увеличение температуры ΔT_{max} при прохождении воды через такое устройство за время t_H можно определить по формуле:

$$\Delta T_{max} = \frac{h}{c_v} \left(1 - \frac{L_0}{h} - k_0^2 \right), \quad (46)$$

где c_v — удельная теплоемкость воды. Например, при $L_0 = 1$ м, $h = 50$ м, $k_0 = 0,8$ возможное значение ΔT_{max} — 0,04 град.

Однако, если энергетический модуль разместить в полностью заполненном водой теплоизолированном резервуаре высотой h и внутренней площадью S_p , то через определенное время можно создать увеличение температуры всей находящейся в резервуаре воды на температуру ΔT_p , во много раз превышающую ΔT_{max} . Повышение температуры ΔT_p и время t , за которое оно достигается, связаны в первом приближении уравнением:

$$c_v \gamma S_p h \Delta T_p = \Delta T_{max} c_v \lambda G_H t. \quad (47)$$

Из формул (3), (37) можно найти, что

$$\frac{t}{t_H} = \frac{S_p h \Delta T_p}{S_0 L_0 \tilde{q}_H \Delta T_{max}}. \quad (48)$$

Для рассматриваемого примера при $S_p = 0,1963$ м² нагрев воды на $\Delta T_p = 70$ град от начальной температуры может быть осуществлен за время $t = 11$ ч. Более детальные расчеты с учетом того, что нагретая вода истекает из устройства не на глубине h , а выше, на уровне выхода из гидротурбины, вследствие чего интенсивно прогревается верхняя часть колодца, показывают, что время t оказывается в 2–3 раза меньше. В частности, вертикально расположенный единственный модуль на глубине 20 м при определенном соотношении длин ускоряющей и нагнетательной трубы и отсутствии мер к охлаждению окружающей воды может уже через 4 ч работы нагреть всю массу воды в подземном или наземном резервуаре с +15 до +75 °С. При этом он будет

вырабатывать одновременно и электроэнергию мощностью, близкой к приведенной на рис. 6 [1].

Детальная технико-экономическая оценка возможностей нового водоподъемного устройства как генератора электроэнергии при создании на их базе электростанций мощностью более 100 МВт, а также как источника горячей воды показывает, что наиболее целесообразно использовать схему с вертикальным расположением модуля при единичной выходной мощности ~0,5–1 МВт.

В 2005 г. промышленный энергетический модуль с расчетной мощностью более 500 кВт был разработан и создан в Испании для использования в проекте электростанции выходной мощностью 100 МВт (рис. 1). Масса модуля при использовании модернизированного электрогенератора «IFC4-Siemens» (Германия) с номинальным напряжением двухфазного электрического тока 6,3 кВ и специально созданной для этих целей реактивной гидротурбины «РНУ-500Р» (Испания) составляет 6,2 т. Номинальная частота тока 50 Гц, длина 8,1 м, диаметр опорного основания 2 м. Принципиальная схема его размещения в подземном резервуаре с водой и использования его в качестве источника электрического тока и горячей воды для отопления дома представлена на рис. 2.



Рис. 1. Модуль мощностью 535 кВт

Модernизированный электрогенератор «IFC4-Siemens» состоит из динамо-машины, блока возбуждения и синхронизации напряжения и тока по частоте. Блок автоматизации конструктивно встроен в корпус модуля. Блок-схема управления мощностью модуля представлена на рис. 3. Энергетический модуль предназначен как для включения в действующую электрическую

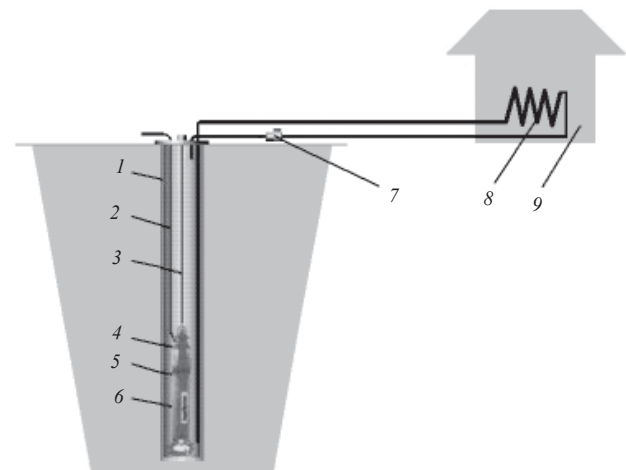


Рис. 2. Схема размещения модуля: 1 — резервуар с водой; 2 — электрический кабель; 3 — трос погружения/подъема; 4 — электрогенератор; 5 — гидротурбина; 6 — преобразователь; 7 — насос; 8 — радиатор отопления; 9 — дом

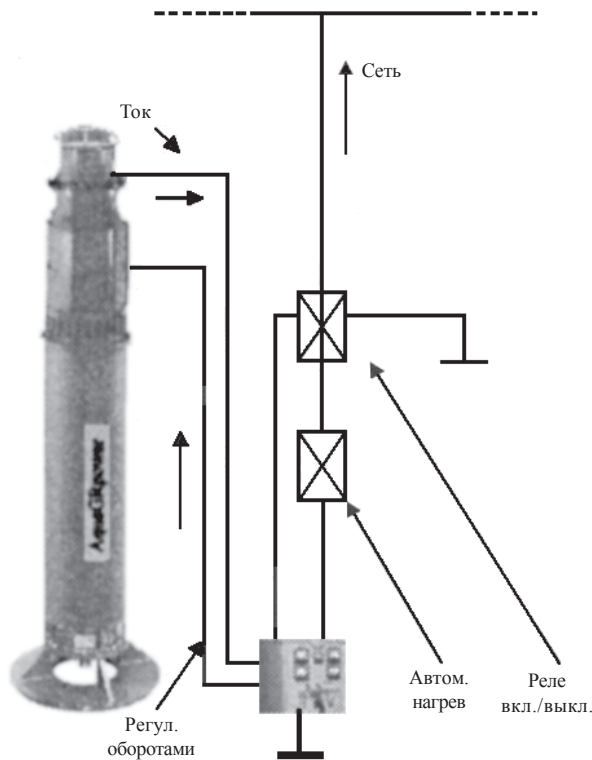


Рис. 3. Блок-схема управления модуля

сеть, так и для работы на локальную нагрузку. Блок синхронизации сохраняет напряжение и частоту тока при отклонении угловой скорости оборотов ротора $\pm 10\%$, а автомат нагрузки предохраняет от повышенной нагрузки. Включение модуля в сеть осуществляется через реле после выхода модуля на рабочий режим. Блок синхронизации позволяет регулировать угловую скорость вращения гидротурбины от нуля до максимального значения. Таким образом при необходимости достигается вторая (резервная) обратная связь регулирования по мощности.

Пакет модулей для электростанции любой мощности требует резервуар, заполненный водой, имеющий высоту 21 м и площадь из расчета $8 \text{ м}^2/\text{МВт}$ (рис. 4).

В настоящее время энергетический модуль прошел основные испытания в Атлантическом океане по той же схеме, что и горизонтальной модуль мощностью $\sim 97,4 \text{ кВт}$. В результате этих испытаний на глубине $20 \pm 0,1 \text{ м}$ получена выходная электрическая мощность $\sim 535 \pm 6 \text{ кВт}$ (теоретическое значение при условиях — $565 \pm 3 \text{ кВт}$).

Обработка диаграммы «мощность – время» в период «разгона» гидротурбины (электрогенератора) и во время его работы показала, что закон изменения выходной мощности электрогенератора на фиксированной глубине описывается формулой:

$$N_{\Gamma} = N_{\Gamma}^{\max} (1 - e^{-\psi t}), \quad (49)$$

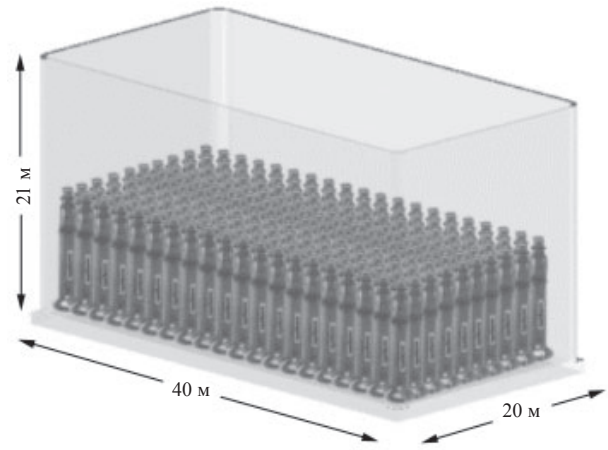


Рис. 4. Схема размещения пакета модулей

где $N_{\Gamma}^{\max} = 535 \text{ кВт}$ — максимальная выходная мощность; $\psi = 0,189 \pm 0,006$ — коэффициент, полученный в результате экспериментов.

Экспериментально определено, что угловая скорость $\omega = 0,99\omega_{\max}$ и соответствующая ей выходная электрическая мощность достигается за $\sim 15,6 \text{ с}$. Это и есть время разгона.

В настоящее время разработана специальная технология изготовления модуля применительно к определенным заводам «Siemens», обеспечивающая стоимость в серийном производстве: водоподъемного устройства $\sim 11,9 \text{ тыс. EUR}$, электрогенератора с блоком управления $\sim 20,3 \text{ тыс. EUR}$, гидротурбины $\sim 15 \text{ тыс. EUR}$, т. е. полная себестоимость изготовления модуля в серийном производстве по существующим ценам $\sim 47,2 \text{ тыс. EUR}$. Удельная себестоимость изготовления такого источника энергии $\sim 94,4 \text{ EURO/кВт}$ — минимальная из всех известных источников энергии.

Следует отметить, что такая себестоимость изготовления достигнута в большой степени благодаря использованию нестандартной конструкции гидротурбины, позволяющей для собственного производства снизить затраты почти в 10 раз.

Список литературы

1. Марухин В. В., Кутыенков В. А., Иванов В. И. Новое водоподъемное устройство как источник экологически чистой энергии // Альтернативная энергетика и экология. 2005. № 9. С. 39–46.
2. Пат. № 005489. Евразийская патентная организация (ЕАПВ). МКИ F04F7/02. Водоподъемное устройство/Марухин В. В., Кутыенков В. А. // Бюллетень ЕАПО. 2005. № 1.
3. Жуковский Н. Е. Теория гидравлического тарана // Бюллетень Политехнического общества. 1898. № 1.
4. Чистопольский С. Д. Гидравлический таран. М.: Сельхозгиз, 1930.