

ИССЛЕДОВАНИЕ СПЕЦИФИЧЕСКОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА В СВОБОДНОМ БЕЗНАПОРНОМ ПОТОКЕ ЖИДКОСТИ

Г. В. Трещалов

Аннотация

В настоящей статье проанализированы материалы по испытаниям свободнопоточной гидравлической турбины специальной конструкции [1] и приведены обоснования обнаруженного при этих испытаниях гидродинамического эффекта, возникающего при увеличении скорости потока воды. Выяснены условия возникновения этого эффекта, руководствуясь только законом сохранения энергии и балансом энергии в живых сечениях потока. Также даны рекомендации по применению этого эффекта для получения энергии с помощью высокоэффективных свободнопоточных гидравлических турбин особой конструкции, приведен пример математического расчёта их энергетических характеристик и предложены некоторые варианты исполнения таких турбин.

Ключевые слова

энергия, турбина, поток, эффект эжекции, гидравлический прыжок, критическая глубина

ВВЕДЕНИЕ

Одним из вариантов использования энергии водного потока является применение свободнопоточных гидравлических турбин, энергия которых может использоваться не только для преобразования её в электрическую но также и для непосредственного привода насосов, подъёма воды, перемещения каких либо механизмов и т.п. Плюсом такой технологии с использованием свободнопоточных агрегатов является то, что в этом случае отсутствует необходимость строить дорогую и потенциально опасную плотину, теряя под водохранилище наиболее плодородные и обжитые приречные земли. Минусом же является принципиальная невозможность извлечь всю кинетическую энергию потока, следствием чего является то, что традиционные свободнопоточные турбины пока не обладают достаточной энергетической эффективностью и не являются рентабельными. Однако, использование современных научных исследований, технологий и методов способно повысить их энергоотдачу и энергоэффективность. Некоторые не до конца ещё изученные гидравлические эффекты и явления, такие как гидравлический прыжок, гидравлический удар, эффект кавитации и др., которые в обычных условиях могут негативно влиять на гидравлические машины, иногда могут найти и полезное применение [5].

Обзорная техническая часть

Группа инженеров сконструировала гидравлическую турбину для получения энергии из безнапорного потока текущей воды (свободнопоточный гидроагрегат). В статье [1] описывается один из вариантов такого аппарата, а также приведены его некоторые технико-экономические характеристики.

При замере мощности выдаваемой этим устройством, выяснилось, что энергии он дает больше, чем согласно традиционным расчетам. Всем известно, что движущийся поток воды имеет кинетическую энергию, которую из этого потока можно извлечь (что и делают свободнопоточные турбины). Однако извлечь из потока всю его кинетическую энергию невозможно. Для этого его бы пришлось полностью остановить, и он уже перестал бы быть текущим потоком. Поэтому скорость потока воды на выходе рабочего органа турбины меньше, чем входящего и именно этой разницей и будет определяться эффективность установки. Как известно, кинетическая энергия пропорциональна квадрату скорости и при уменьшении скорости, например, в 2 раза энергия уменьшается в 4. С учетом этого, нетрудно посчитать что, скажем, при скорости потока воды, входящего в турбину, равной 1 м/с и выходящей скорости 0.5 м/с, мы сможем забрать у потока 75% его кинетической энергии.

Следует отметить, что в настоящее время мощность традиционных свободнопоточных турбин вычисляется по полуэмпирической формуле (1) (эта формула также применима и для вычисления мощности ветровых турбин)

$$P = K * V^3 * S * \rho \quad (1)$$

где

V - скорость входящего потока

S - площадь эффективного сечения турбины поперек потока

ρ - плотность движущейся среды.

K - постоянный коэффициент, зависящий от типа турбины и равный обычно 0.1 - 0.35

Эта формула представляет собой по сути как раз кинетическую энергию потока в единицу времени, поскольку $V * S * \rho$ это есть масса воды, проходящая через турбину в секунду и

формула (1) принимает знакомый нам вид
$$E = \frac{m * V^2}{2} = \frac{(V * S * \rho) * V^2}{2}$$

Однако следует еще учесть, что при уменьшении скорости выходящего потока, согласно условия неразрывности, должна увеличиваться его площадь живого сечения. Это приводит к ухудшению равномерности потока на выходе из турбины, увеличению турбулентности, что плохо сказывается на КПД установки. Для уменьшения вредного влияния этих факторов в традиционных турбинах на выходе иногда устанавливаются расширяющиеся конфузоры, что отчасти повышает КПД.

В эмпирический коэффициент K формулы (1) входит двойка из знаменателя формулы кинетической энергии, гидравлический и механический КПД турбины, потери на неравномерность и турбулентность выходящего потока и т.п., поэтому он и принимает значения не более 0.3. Этот коэффициент измеряется эмпирическим путем при помощи натуральных испытаний конкретной турбины.

Часто этот коэффициент еще называют КИЭВ – коэффициент использования энергии водотока по аналогии с КИЭВ ветровых турбин - коэффициентом использования энергии ветра.

Основная часть

Как говорилось выше, турбина, описанная в [1] выдавала энергии даже больше, чем полная кинетическая энергия потока и, кроме того, испытания показали, что на выходе этой установки несколько увеличивается скорость потока и уменьшается глубина, что позволило предположить, что эта турбина извлекает из потока и часть потенциальной энергии. Попробуем рассчитать энергетический баланс энергоустановки в этом случае.

Для примера рассмотрим машину, схематически показанную на рис.1, позволяющую разгонять выходящий поток воды за счет частичного отбора энергии у входящего потока за счёт применения механической обратной связи между входными и выходными элементами турбины. Эта обратная связь и является особенностью такой турбины. Некоторые варианты технической реализации такой обратной связи, мы рассмотрим ниже.

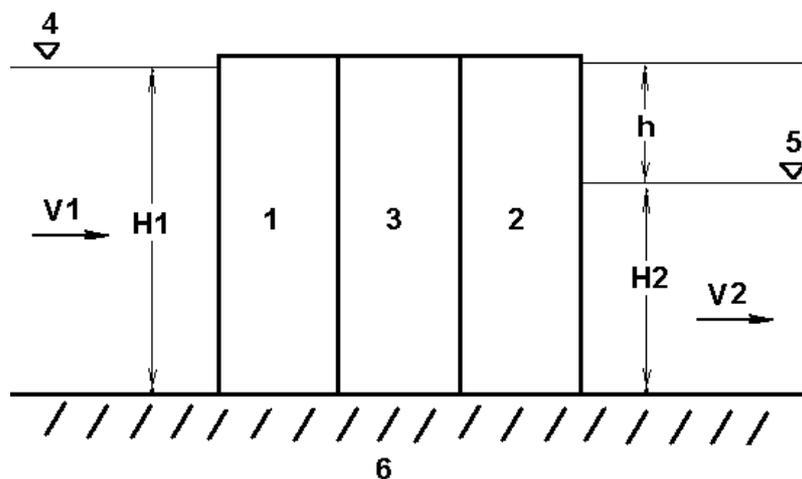


Рисунок. 1. Схема устройства для обнаружения эффекта

Пояснения к рис.1:

- 1 - рабочие элементы входного потока воды;
- 2 - рабочие элементы выходного потока воды;
- 3 - рабочие элементы, обеспечивающие положительную обратную связь между входным и выходным потоками воды;

- 4 - отметка уровня горизонта входного потока воды;
- 5 - отметка уровня горизонта выходного потока воды;
- 6 - дно русла;
- H_1 - эффективная глубина входного потока воды;
- H_2 - глубина выходного потока воды;
- V_1 - скорость входного потока воды;
- V_2 - скорость выходного потока воды;
- h - перепад уровней входного и выходного потоков воды;

Принцип работы установки следующий.

Рабочие органы входного потока **1** извлекают часть кинетической энергии из потока и передают ее при помощи обратной связи **3** рабочим элементам выходного потока **2**, дополнительно ускоряющим выходной поток. Поскольку расход воды, входящий в установку, равен выходящему, и скорость вытекающего потока выше, чем входящего, то площадь сечения выходящего потока будет меньше, чем входящего. Следовательно, его глубина H_2 будет меньше, чем глубина входящего потока H_1 на величину h . Вследствие этого возникает потенциальная энергия разницы уровней горизонтов входящего и выходящего потоков.

Опустив математические выкладки, которые мы подробно рассмотрим ниже, получаем следующий энергетический баланс установки:

$$E = K_1 + P_h - K_2 \quad \text{полезная энергия (Дж);} \quad (2)$$

Суммарная энергия установки равна: потенциальная энергия разницы уровней бьефов плюс кинетическая энергия входного потока минус кинетическая энергия выходного.

Или в общем виде:

$$E = M * \left\{ g * h + \left[V_1^2 * \left(1 - \left(\frac{H_1}{H_1 - h} \right)^2 \right) \right] / 2 \right\} \quad (3)$$

или

$$E = M * \left[g * H_1 * \left(1 - \frac{V_1}{V_2} \right) + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} \right] \quad (4)$$

где M - масса воды входящая в установку в единицу времени, равная плотности воды умноженной на активную площадь входного потока и умноженную на его скорость.

Видно, что в уравнении левая часть в скобке будет линейно возрастать в зависимости от h (формула 3) или по гиперболе для V_2 (формула 4), а правая будет убывать, причем по

параболе. Построим зависимость энергии от перепада уровней h . График сделаем для различных величин входной скорости V_1 , приняв ее за константу.

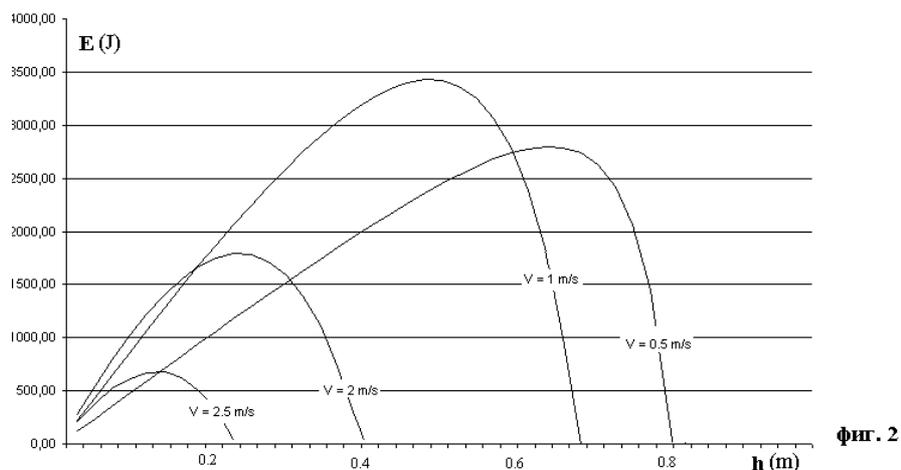


Рисунок.2 Зависимость энергии от перепада уровней при различных значениях скорости входного потока

График зависимости энергии от перепада уровней имеет экстремум. Причем на восходящей ветви баланс энергии положителен (коэффициент мощности > 1), то есть извлекаемая потенциальная энергия будет больше затрачиваемой на ускорение выходящего потока кинетической, и установка будет саморазгоняться, пока не достигнет максимума. Энергия, выдаваемая установкой в этой точке, будет превышать кинетическую энергию входного потока в несколько раз. А при определенных соотношениях входной скорости и эффективной глубины в десятки раз. При этом скорость выходящего потока будет существенно (порой в 2-3 раза) выше скорости входящего, а следовательно кинетическая энергия выходящего потока в 4-9 раз выше кинетической энергии входящего. Более того, как видно из графиков, не все «в порядке» и с входной скоростью. Она также имеет экстремум. Чтобы увидеть это лучше - построим трехмерную диаграмму.

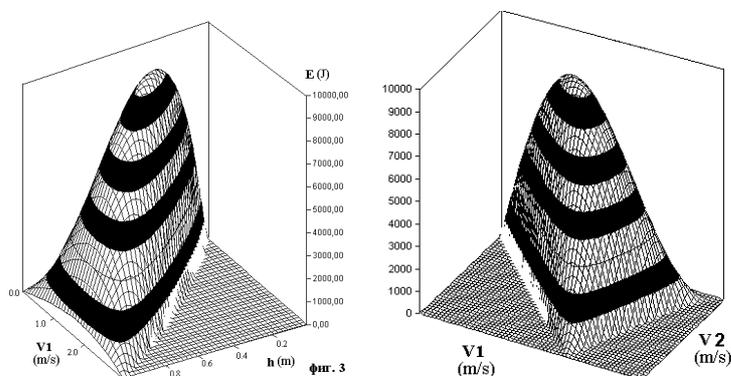


Рисунок. 3. Зависимость энергии от разницы уровней (слева) и выходной скорости (справа)

Как можно видеть из диаграмм, существует оптимальная скорость входного потока, при превышении которой мощность установки будет резко падать. Это связано с существенными затратами энергии на разгон уже и без того быстродвижущегося потока.

На этих диаграммах остался один неучтенный параметр, а именно входная глубина H_1 . Но поскольку эти диаграммы уже являются трехмерными, то чтобы отобразить зависимость энергии также и от этого параметра, изобразим последовательность трехмерных диаграмм для различных значений входной глубины потока.

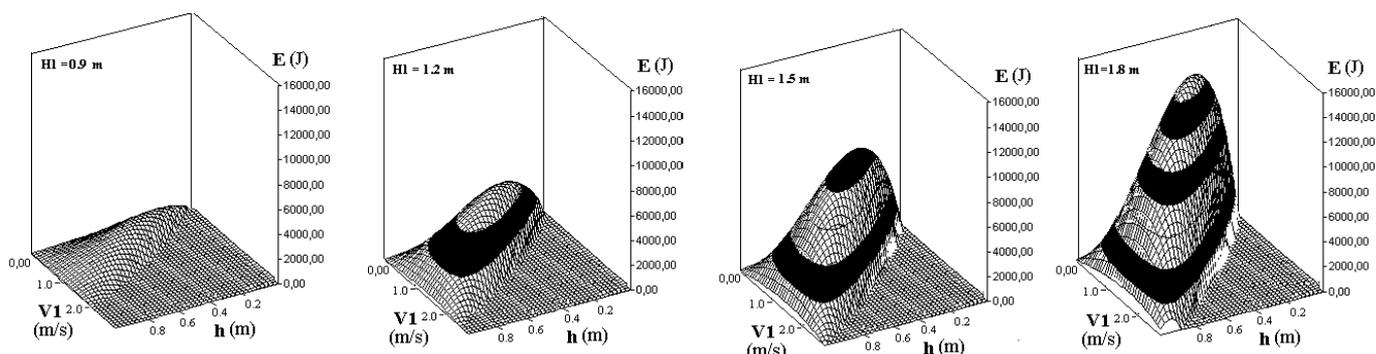


Рисунок 4. Зависимость энергии от трех параметров: разницы уровней h , входной скорости V_1 и входной эффективной глубины H_1 (0.9, 1.2, 1.5 и 1.8 м)

Из этих диаграмм видно, что энергия машины в зависимости от входной глубины растёт нелинейно, почти по квадратичной зависимости. Как именно выглядит эта зависимость, мы рассмотрим ниже.

Кроме того, следует отметить, что поскольку скорость выходящего потока выше, чем окружающего потока, то вследствие эффекта эжекции за турбиной возникает, так называемый в гидравлике, «гидравлический прыжок», который выравнивает несоответствие кинетической и потенциальной энергий двух потоков. Этот «прыжок» представляет собой, по сути, бурн, завихрение в потоке.

Рассмотрим подробно, что же происходит с потоком, от чего зависит глубина и скорость выходящего потока и какие условия должны выполняться для возникновения подобного эффекта. Во всех математических выкладках, приведенных ниже, участвуют только уравнение Бернулли (закон сохранения энергии) и уравнение неразрывности потока (закон сохранения массы).

Учитывая, что турбина, расположенная в потоке воды, извлекает из этого потока некоторую энергию, то обобщенное уравнение Бернулли для двух сечений свободного безнапорного потока - первого (до входа в установку) и второго (на выходе установки) без учета потерь, примет вид

$$MgH_1 + \frac{MV_1^2}{2} = MgH_2 + \frac{MV_2^2}{2} + E$$

где E - энергия, забираемая турбиной из потока

Следовательно, энергия, выделяемая на турбине равна

$$E = MgH_1 - MgH_2 + \frac{MV_1^2}{2} - \frac{MV_2^2}{2} \quad (5)$$

Определим $H_2 = k * H_1$ или $k = H_2 / H_1$, где k - безразмерный коэффициент

тогда

$$E = MgH_1 - MgekH_1 + \frac{MV_1^2}{2} - \frac{MV_2^2}{2} \quad (6)$$

выразим V_2 через V_1 , принимая во внимание уравнение неразрывности потока, а именно $H * V = \text{const}$ (при неизменной ширине потока в двух живых сечениях). Получим:

$$H_1 * V_1 = H_2 * V_2$$

$$\text{откуда } V_2 = V_1 * (H_1 / H_2) \quad (7)$$

$$\text{или } V_2 = V_1 / k \quad (8)$$

следовательно, соотношение скоростей входного и выходного потоков зависит только от соотношения высот (глубин) потоков (при одинаковой ширине)

Соответственно формула (6) принимает вид

$$E = MgH_1 - MgekH_1 + \frac{MV_1^2}{2} - \frac{MV_1^2}{2k^2} \quad (9)$$

или

$$E = MgH_1 * (1 - k) + \frac{MV_1^2}{2} * (1 - 1/k^2) \quad (10)$$

Найдем экстремум энергии относительно k

Для этого продифференцируем формулу (10) по k

$$E' = 0 - MgH_1 + 0 + \frac{2MV_1^2}{2k^3} = -MgH_1 + \frac{MV_1^2}{k^3} \quad (11)$$

Приравнявая (11) нулю получаем $MgH_1 = \frac{MV_1^2}{k^3}$ откуда

$$k = \sqrt[3]{\frac{V_1^2}{g * H_1}} \quad (12)$$

Вывод: максимальное количество энергии от турбины получается при соотношении глубин

входящего и выходящего потоков

$$k = H_2 / H_1 = \sqrt[3]{\frac{V_1^2}{g * H_1}} \quad \text{и, следовательно} \quad H_2 = \sqrt[3]{\frac{V_1^2 * H_1^2}{g}} \quad (13)$$

Согласно специальной литературе по гидравлике, например [2], мы видим, что формула (13), приведенная выше совпадает с формулой (7-49) [2] соответствующей, так называемой, «критической глубине» потока – глубине, при которой поток находится в граничном состоянии между спокойным и бурным.

Отметим, что удельная энергия потока при критической глубине минимальна и, как можно заметить, увеличение скорости выходного потока, а следовательно, уменьшение его глубины при постоянстве удельного расхода, происходит с положительным коэффициентом мощности (большим 1). То есть происходит выделение из потока энергии, частично затрачиваемой при помощи обеспечиваемой машиной обратной связи на дополнительный разгон выходящего потока. И этот процесс будет происходить до тех пор, пока коэффициент мощности не станет равным единице, т.е. пока состояние потока не станет критическим.

Таким образом, можно сделать вывод, что описанное выше устройство извлекает из потока всю дополнительную энергию доводя выходной поток до критического состояния, то есть до граничного состояния, соответствующего переходу потока из спокойного в бурный.

Согласно [2, стр.280] удельный скоростной напор потока, находящегося в критическом состоянии равен половине его глубины и удельная энергия потока эквивалентна полному напору потока - сумме потенциального и скоростного напоров.

$$\frac{V_k^2}{2g} = \frac{H_k}{2} \quad \text{или} \quad H_k = \frac{V_k^2}{g} \quad (14)$$

$$E_k' = \frac{V_k^2}{2g} + H_k = \frac{3}{2} * H_k \quad (15)$$

где E_k' удельная энергия потока при критической глубине и скорости.

Полная же энергия живого сечения потока равна удельной энергии потока умноженной на массу воды проходящей через живое сечение в единицу времени или на удельный расход, то есть $V_1 * H_1$.

Учитывая (13) и (15), формулу (5) можно переписать следующим образом.

$$E' = E_1' - E_k' = H_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{3}{2} * H_2 = H_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{3}{2} * \sqrt[3]{\frac{H_1^2 * V_1^2}{g}}$$

Т.о. полная энергия живого сечения в единицу времени

$$E = H_1 * V_1 * g * \left(H_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \frac{3}{2} * \sqrt[3]{\frac{H_1^2 * V_1^2}{g}} \right) \quad (16)$$

И, окончательно

$$E = H_1 * V_1 * \left(H_1 * g + \frac{V_1^2}{2} - \frac{3}{2} * \left(\sqrt[3]{H_1 * V_1 * g} \right)^2 \right) \quad \text{или}$$

$$E = H_1^2 * V_1 * g + H_1 * \frac{V_1^3}{2} - \frac{3}{2} * \sqrt[3]{(H_1 * V_1)^5 * g^2} \quad (17)$$

Теперь, зная, что глубина выходящего потока равна критической глубине, можно построить зависимость выходной мощности турбины в зависимости от глубины и скорости входящего потока.

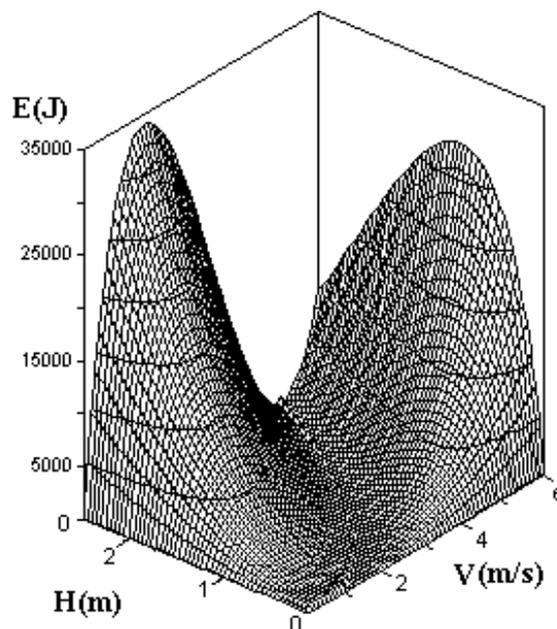


Рисунок. 5 Энергетическая диаграмма спокойного и бурного состояний потоков относительно критического

Критический поток на этой диаграмме определен соотношением скорости и глубины графиком (параболой) по формуле (14) лежащей в «ложбине» 3-D диаграммы. Удельная энергия критического потока на этом графике принята за ноль. Суммарная энергия бурного и спокойного потоков вычисляются относительно нее. Совокупность спокойных потоков на этой диаграмме находится слева, бурных - справа. На этом графике и согласно формуле (17) видно, что зависимость выходной мощности от входной глубины потока достаточно сложная. По первому члену многочлена формулы она увеличивается квадратично, по второму - линейно, по третьему - уменьшается в степени 5/3.

Из рис. 6 видно, что в зоне гидравлического прыжка имеется недостаток удельной энергии потока по отношению к начальному и установившемуся (за прыжком) режиму потока. Именно эта часть энергии и забирается турбиной из потока. Видно, что эта энергия ($\Delta E'$) значительно превышает полную кинетическую энергию входящего потока ($V_1^2/2g$).

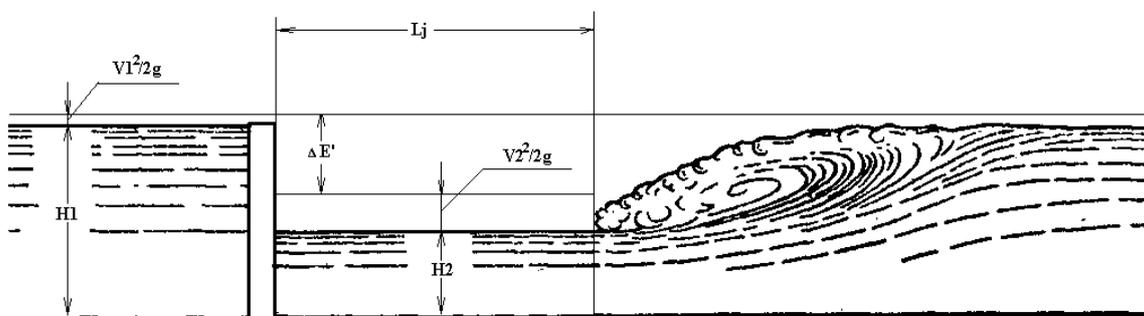


Рисунок.6 Гидравлический прыжок на выходе аппарата.

Пояснения к рис 6:

H_1, H_2 - глубина (потенциальный напор) входного и выходного потоков соответственно;

$V_1^2/2g, V_2^2/2g$ - скоростной напор входного и выходного потоков соответственно;

$\Delta E'$ - разница удельной энергии входного и выходного потоков;

L_j - длина отогнанной части гидравлического прыжка;

Самым простым и наглядным примером такой турбины может быть устройство, показанное на рис.7. Турбина представляет собой два нижнебойных водяных колеса соединённых между собой обратной связью, которой в данном случае является цепная или ременная передача. Обратная связь обеспечивает вращение второго колеса несколько быстрее первого, за счёт чего и происходит ускорение выходящего потока воды.

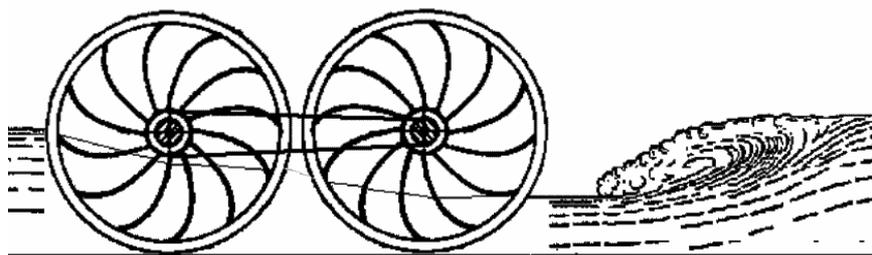


Рисунок 7. Один из возможных вариантов турбины, использующей описанный выше гидродинамический эффект

Ещё один вариант конструкции такой турбины с использованием обратной связи между входящим и выходящим потоками представлен в статье [1]. Кроме того, в настоящее время разрабатываются и находятся в стадии патентования и другие конструкции турбин, работающих на этом принципе [6].

ВЫВОДЫ

Подведя итог всему вышесказанному можно сделать вывод, что вероятно, описанный выше эффект и является причиной той дополнительной энергии, которую подобная турбина извлекает из безнапорного, равномерного потока воды.

И, кроме того, анализируя диаграммы на рис. 3, 4 и 5 можно сделать несколько важных выводов [3], [4].

Во-первых. По этим диаграммам видно, что этот эффект существует и он имеет достаточно узкий диапазон, т.е. должен быть очень жёстко выполнен ряд условий истечения потока, а именно соотношение входящей скорости потока и его глубины. Только при определенном сочетании этих параметров мы можем попасть в пик диаграммы и извлечь из потока максимальную мощность. При незначительном отклонении этих параметров от оптимальных эффект либо сильно нивелируется, либо пропадает вовсе и его уже очень трудно обнаружить и очень легко спутать с погрешностями измерений.

Во-вторых. Интересен факт, что при увеличении кинетической энергии потока (увеличении его скорости), то есть при приближении его к критическому или бурному состоянию эффект исчезает. Наиболее оптимальной скоростью, судя по диаграммам, является скорость порядка 1 – 1.5 м/с. Но, поскольку поток воды с такой скоростью считается низкопотенциальным и редко используется для получения энергии свободнопоточными турбинами, то и экспериментов в таких режимах проводилось не слишком много и вследствие этого подобный эффект и не удавалось обнаружить.

В-третьих. Очень критична к проявлению этого эффекта входная эффективная глубина потока. Видно (левая диаграмма на рис.4), что при глубине не более одного метра (а большинство свободнопоточных турбин обычно имеют габариты не превышающие этих значений) этот эффект малозаметен, соизмерим с погрешностями при измерениях и теряется в гидравлическом и механическом КПД турбины.

В-четвертых. Для обнаружения подобного эффекта необходимо применение специальных машин с использованием обратной связи между входящим и выходящим потоками.

И следует отметить еще один интересный аспект. В отличие от традиционных свободнопоточных турбин машина, работающая на подобном принципе, не замедляет выходящий поток, отнимая у него кинетическую энергию, а ускоряет его, извлекая потенциальную.

Сравнительные преимущества

При использовании подобных технологий относительно плотинных гидроэлектростанций и традиционных бесплотинных ГЭС можно отметить следующие преимущества:

- низкая стоимость капложений – по приблизительным подсчётам 150-450 дол/кВт в отличие от плотинных ГЭС, где она составляет более 1000 дол/кВт и традиционных свободнопоточных – от 3000 дол/кВт и выше
- кратчайшие сроки ввода в эксплуатацию (60-180 дней после начала строительства). Для плотинных станций этот срок определяется годами и десятилетиями;
- отсутствие затрат в зоне затопления водохранилищем за отсутствием такового;
- отсутствие водохранилища (экологический эффект). Свободнопоточные турбины работают как искусственные аэраторы воды, насыщающие воду кислородом, что благоприятно воздействует на фауну и в целом на экосистему водотока;
- отсутствие вспомогательных механизмов и устройств (маслохозяйство, компрессорные установки, лекажные агрегаты, сервомоторы и т.п.), что повышает надежность;
- минимальные затраты на обслуживание;
- отсутствие необходимости создания инфраструктуры вокруг ГЭС (авто- и ж/д дороги, поселки строителей и эксплуатационников и т.п.);
- отсутствие необходимости выбора створа плотины, т.е. возможность монтажа в любом удобном месте, мобильность;
- приближенность к энергопотребителям (отсутствие ЛЭП и высоковольтных трансформаторов);
- децентрализация выработки электроэнергии. Уменьшение концентрации генерирующих мощностей в одном локальном месте, что при аварии выводит из строя значительную часть энергогенерации. (Чернобыльская АЭС-1986 г., Саяно-Шушенская ГЭС-2009 г., АЭС “Фукусима-1”-2011 г.).
- отсутствие угрозы затопления здания станции за отсутствием такового; (подобный прецедент имел место на Саяно-Шушенской ГЭС (Россия, 2009)
- отсутствие угрозы разрушения дамбы за отсутствием таковой (известны мировые прецеденты подобных катастроф: плотина Сент-Фрэнсис (США, 1928), плотина Мальпасе (Франция, 1959), плотина Вайонт (Италия, 1963), плотины Баньцяо и Шиманьтань (Китай, 1975), дамба Тетон (США, 1976) и др.);
- удельная мощность в 5-10 раз выше, чем у традиционных свободнопоточных турбин;
- возможность применения в низкоскоростных потоках - от 0.2 до 2.0 м/с (рис. 3), в которых традиционные свободнопоточные ГЭС являются крайне малоэффективными. Следовательно, более полно используются гидроэнергетические ресурсы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ленев Н.И. «Бесплотинные ГЭС нового поколения на основе гидроэнергоблока» // журнал «Альтернативная энергетика и экология». №3 за 2005 год с.76-78. (Россия, Москва)
2. Чугаев Р.Р. «Гидравлика» // «Энергоиздат» 1982 г
3. Трещалов Г.В. «Высокоэффективный способ извлечения энергии из безнапорного потока текущей жидкости на основе специфического гидродинамического эффекта». // Иркутский ГТУ, Сборник статей 6-й Международной научно-практической конференции, 2009 с.111-125 (Россия, Иркутск)
4. Treshchalov G.V. «A highly efficient method for deriving energy from a free-flow liquid on the basis of the specific hydrodynamic effect» // «International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ISJAEE». #12 (92) 2010 p. 23-29
5. Гловацкий О.Я., Трещалов Г.В.. «Исследование гидродинамического эффекта извлечения энергии из безнапорного потока жидкости» // "Проблемы энерго- и ресурсосбережения"специальный выпуск, с.109-113 – Т-2011
6. Трещалов О.В. Трещалов Г.В. «Турбина со спаренными рабочими колесами и обратной связью и между ними». // патентная заявка ФИПС РФ №2007135381/20(038680)