



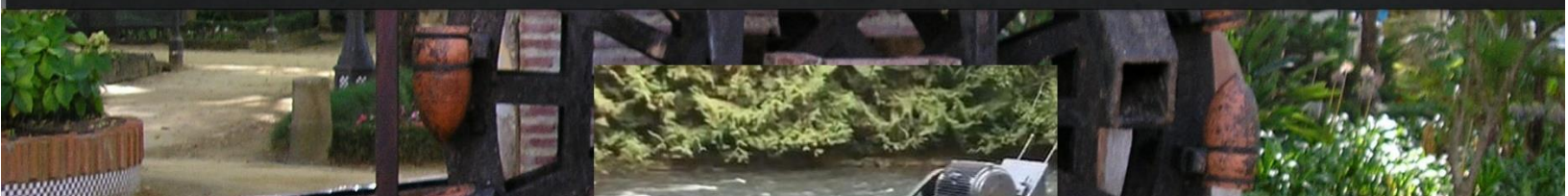
Serge Rakarskiy

Free Energy Ukraine

ТАЙНА НАПОРА ВОДЫ
или
МИНИ-ГЭС В ВЕДРЕ

Over Unity Systems

The Project "SOURCE"





Авторське право © 2024 «Сергій Ракарський», незалежний дослідник систем над єдністю .

<https://www.patreon.com/user/posts?u=75063604>

Незалежне видання (друге): eBook. Формат PDF, 112 сторінок

Немає обмежень для розповсюдження.

При цитуванні, посилання на дане джерело обов'язково.

Кожна людина має право на свободу переконань і на вільне вираження їх; це право включає свободу безперешкодно дотримуватися своїх переконань і свободу шукати, одержувати і поширювати інформацію та ідеї будь-якими засобами і незалежно від державних кордонів.

*Організація Об'єднаних Націй.
Загальна декларація прав людини. Стаття 19*

Київ, Україна, квітень 22, 2024.



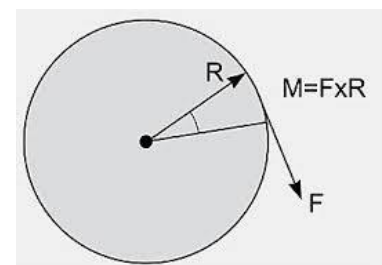
ВСТУПЛЕНИЕ

Доброго времени мой читатель! Недавно я опубликовал материал о системе установки с водяным колесом с замкнутым циклом. Я предложил идею нереального само перетекающего водопада. Сразу хочу сказать, это не реально без приводного момента подачи воды на верхний уровень.

Почему колесо и почему сила воды? Первое колесо, это в первую очередь рычаг. Основой МОМЕНТА СИЛЫ в механике является правило рычага, которое является основной составляющей в формировании крутящего (вращательного) момента при вращении. Практически все процессы, механического генерирования электроэнергии, имеют в основе вращение.

Момент силы - это векторная физическая величина, которая связана с вращением и используется исключительно как одна из характеристик вращательного движения.

Скалярное значение момента определяется как произведение силы на плечо (радиус) вращения. Величина радиуса вращения равна расстоянию от центра вращения до точки приложения силы.

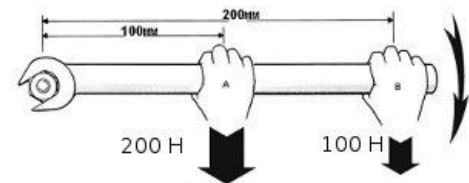


$M = F \cdot R$, где F - сила, а R - радиус (плечо) вращения

В Международной системе единиц СИ расстояние измеряется в метрах (м), а сила - в Ньютонах (Н), поэтому размерность момента - Ньютоно-метр (Н*м).

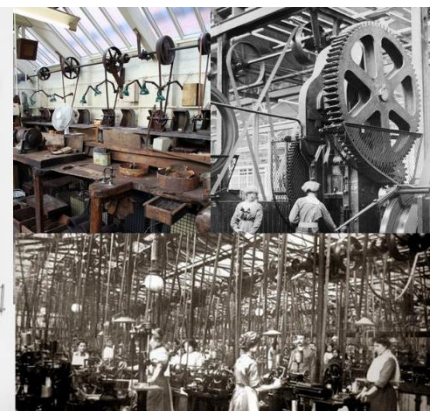
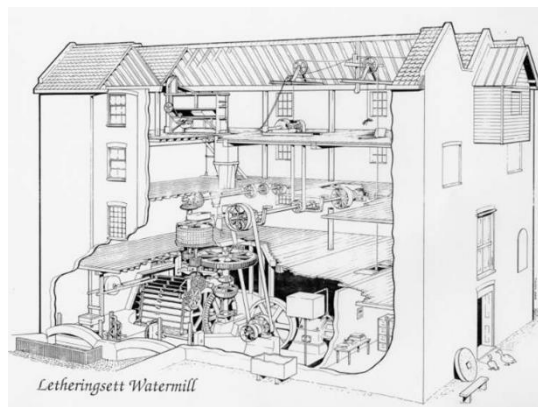
Сила есть - ума не надо?

И еще немного о самом простом. Вернемся к тому же банальному закручиванию гайки. Чтобы быть закрученной, гайке нужно получить крутящий момент определенной величины. Причем независимо от прилагаемого для этого усилия. На схеме - длина рукоятки ключа 200 мм или 0,2 м. Чтобы закрутить гайку, взявшись за конец ключа, нужно передать ей крутящий момент, равный $100 \text{ Н} \cdot 0,2 \text{ м} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Но взявшись закручивать гайку посередине рукоятки используя половинное плечо в 100 мм, мы ей должны дать те же $20 \text{ Н} \cdot \text{м}$, но при этом приложить вдвое больше силы: $200 \text{ Н} \cdot 0,1 \text{ м} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$



Именно поэтому на практике, для того, чтобы потратить меньше силы для получения одинакового результата, нужно использовать больший размер плеча. Будь это закручивание гайки или переворачивание тяжелого камня. Потому что момент - это физическая величина, характеризующая вращательное движение. Грубо говоря, момент - это и есть само вращение. А состоит вращение из двух компонентов: силы и плеча. Причем этим плечом может быть, как длина рукоятки гаечного ключа, так и радиус турбинного колеса.

До создания электромоторов, паровых турбин и т.д. **основной внешней приводной силой**, преобразующих силу напора воды рек, для получения вращательного движения, являлись приводные водяные колеса. Предприятия строились там, где можно было получить достаточное постоянное вращательное движение.





Почему колесо и почему сила воды? Все очень просто, напор воды в реке был условно постоянен и равномерен. Чтобы получить необходимый вращательный момент инженеры подстраивали ширину упорной лопатки, и радиус приводного колеса по выполнению условия основной формулы. Этими же составляющими, расчета размеров колеса (могли иметь не вид колеса в нашем восприятии, а вид барабана) добивались соответствующего крутящего момента при большей скорости вращения.

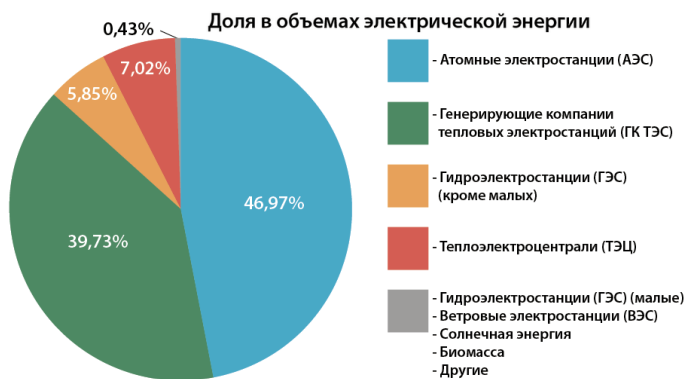
Водяные мельницы не зависели от ветра и их строили повсеместно. Водяные колеса использовали для подъема воды в специальный лоток, с последующим распределением из лотка. Движение колеса обеспечивал напор воды, к колесу приделывались емкости, которые при подъеме в верхнюю точку выливались в приемный лоток. Данное колесо имеет еще название «Персидское колесо»



Если принять за условие что течение реки, и ее напор является условно без конечным, тогда это и есть выполнение условия вечного двигателя, правда с оговоркой только в месте его установки. Главное это было безоплатная механическая сила, получаемая от особенностей природы.

Сегодня после открытия электричества, изобретения моторов и генераторов крутящий момент на производстве и в быту в большинстве создаются электроприводными устройствами. Так же паровыми турбинами и моторами внутреннего сгорания. Есть и гидроэлектростанции, но их доля в общем производстве электроэнергии не более 6%. На сегодня электроэнергия – это самый востребованный товар и составляющая нашей цивилизации. Современные устройства, выпускаемые для приобретения желающим, выполнены с условиями, отвечающим мировой парадигме потребительского рынка. Вы должны покупать или электроэнергию, или тепло или топливо. Если каждый станет энергетически независим, рухнет столетием выстраиваемая мировая потребительская энергетическая система, приносящая баснословные прибыли организаторам.

Данный материал – это вариант одного из многочисленных решений, как своими руками стать немного или совсем энергонезависимым. Постараюсь быть кратким и доступным для восприятия.





СИЛА ПРИВОДА ДЛЯ СОЗДАНИЯ ВРАЩЕНИЯ

Начну с определения, что такое СИЛА (F)

СИЛА – векторная физическая величина, являющаяся мерой интенсивности воздействия на данное тело других тел, а также полей. Приложенная к массивному телу сила является причиной изменения его скорости или возникновения в нем деформаций и напряжений.

Следующее определение, что такое ЭНЕРГИЯ (E)

ЭНЕРГИЯ, в физике – способность производить работу. Энергия измеряется в Джоулях (Дж). ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИЕЙ называют способность объекта выполнить некоторую работу за счет изменения его позиции или формы.

Следующее определение, что такое РАБОТА (A)

Механическая работа – это физическая величина, численно равная произведению модуля силы, действующей на тело, на модуль перемещения, которое совершает тело под действием этой силы, и на косинус угла между направлением силы и направлением движения тела. Единицей измерения работы в системе СИ является Джоуль (Дж). РАБОТА характеризует результат действия СИЛЫ.

В физике работа совершается тогда, когда на тело действует сила и тело движется. Например, падающий камень совершает работу, а человек, который безуспешно пытается сдвинуть с места тяжелый предмет, – нет.

Если направление действия силы и направление движения тела совпадают, сила совершает положительную работу, в противном случае – работа силы отрицательна.

Если сила перпендикулярна направлению движения тела, работа этой силы равна нулю.

Понятие работы имеет в физике очень большое значение. Работа является той мерой, с помощью которой можно охарактеризовать сложные процессы превращения механического движения тела в другие формы движения материи, например, превращение механического движения тел в тепловое движение молекул при работе сил трения.

Про работу немного спорно, но мы не будем вступать в дебаты. Для себя уясним, что такое любимая терминология – ЭНЕРГИЯ, которую лепят везде, ни что иное как различная СИЛА в действии.

Работа – физическая величина, равная произведению модуля вектора силы на модуль вектора перемещения и на косинус угла между этими векторами

$$A = F s \cos \alpha$$

$\alpha > 90$ $A < 0$	$\alpha = 90$ $A = 0$	$\alpha < 90$ $A > 0$
--------------------------	--------------------------	--------------------------



Пример: река, имеет свой поток, мы на ней установили водяное колесо, сила потока реки давит на лопатки колеса, колесо вращается, при этом сила потока и перемещение массива (объема-Q) воды, создает вращательный момент на валу колеса, который используем, передавая через систему передачи к жерновам, производим помол зерна в муку.

Все это действие разносим на составляющие метрик сил, которые задействованы в данном процессе захвата-отбора силы напора реки, с последующим преобразованием в силу вращательного момента на валу.

СИЛА НАПОРА ВОДЫ в РЕКЕ.

Я не буду здесь рассматривать механизм расчета полной энергии/работы реки, это вы можете изучить самостоятельно, перейдя по ссылке (Мощность речного потока <https://studfile.net/preview/4410232/page:3/>). Начнем с другого конца, нам нужен показатель силы, действующий на лопатку водяного колеса. Узнаем, как данную позицию рассчитать.

В § 77 отмечалось, что импульс силы за единицу времени численно равен самой силе. Учитывая это, запишем выражение для модуля силы, действующей на стенку со стороны струи воды:

$$F = \rho S v^2.$$

Полученное выражение для силы действия струи воды на препятствие имеет очень важное значение.

Прежде всего обратим внимание на то, что эта сила очень быстро возрастает с увеличением скорости жидкости. Пользуясь полученной формулой, нетрудно рассчитать, например, что при скорости 1 м/с струя будет давить на каждый квадратный метр поверхности препятствия с силой 1000 Н (или 100 кгс). При увеличении скорости до 20 м/с эти силы возрастают до $4 \cdot 10^5$ Н, т. е. при возрастании скорости только в 20 раз силы увеличились в 400 раз (до 40 тс).

$$F_{\text{лоп}} = \frac{c_{\text{лоп}} S_{\text{лоп}} \gamma_{\text{вод}} (v_n - v_{\text{лоп}})^2}{2g}, \text{ Н}$$

Для расчета **СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ВОДЯНОГО ПОТОКА** на лопатку водяного колеса. Нам нужны следующие показатели: скорость водяного потока [v_n] в линейном показателе, метры в секунду (м/с); скорость лопатки водяного колеса [$v_{\text{лоп}}$] в м/с; активная площадь лопатки колеса [$S_{\text{лоп}}$] в м²; коэффициент лобового сопротивления лопасти [$c_{\text{лоп}}$] в числовом значении 0,01-1; объемный вес воды [$\gamma_{\text{воды}} = \rho \cdot g$] в кг/м³; при этом плотность воды $\rho = 999,8$ (1000) кг*с²/м⁴, $g = 9,81$ м/с².

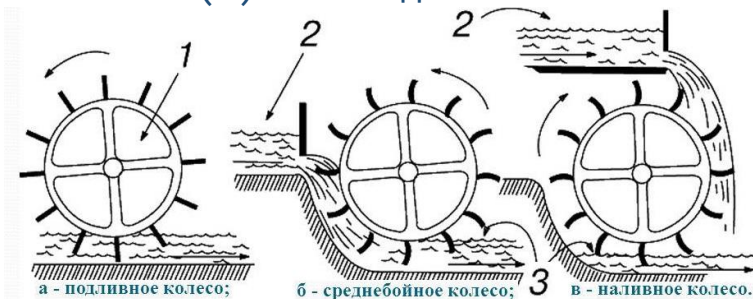


Для наглядности возьмем проведём пробный расчет значения силы в Ньютонах, для колеса, установленного в небольшой быстротекущей речке. Для определения данного параметра, выпускаются приборы. Мы же воспользуемся статистическими данными. Средняя скорость потока в реках составляет 0,5 – 1,5 м/с. В быстротекущей реке с небольшим уклоном скорость потока возрастает, допустим 10 м/с. Глубина устья речки (ручья) по колено, что составляет 50 см (0,5 м). Ширина 60-70 см (0,65 м). Допустим у нас уже есть водяное колесо с лопатками: диаметр колеса с лопатками 1,5 метра; ширина 20 мм (0,02 м); площадь лопатки $S = a \times b = 0,02 \times 0,01 = 0,0002 \text{ м}^2$.

Наше колесо при погруженности в поток на 1,5 высоты пояса лопаток, вращается с угловой скоростью 20 об/мин, при этом скорость лопатки 1,57 м/с.

Нам нужно найти коэффициент лопатки [*С_{лоп}*].

У нас применяется (а) тип подливного колеса



Во взаимодействии с водяным потоком у нас задействуется минимальное количество лопаток применим коэффициент 0,2. Коэффициент [=1] применяется вероятно в погружных турбинах.

Пробуем рассчитать:

$$F = 0,2 * 0,0002 * (999,8 * 9,8) * (10,0 - 1,57)^2 / 2 * 9,8 = 1,42 \text{ Н}$$

Крутящий момент на валу составит:

$$T = 1,47 \text{ Н} * 0,75 \text{ м} = 1,07 \text{ Н*м} \text{ [это очень и очень мало]}$$

Как видим просто так, всунув колесо в водяной поток, даже в ручей с быстрым напором воды, с приличным диаметром колеса, получить желаемую механическую мощность не так просто. Нужно увеличивать площадь лопатки, если мы это сделаем до максимально возможных 30x40 мм, получим Силу давления на лопатку $F = 8,53 \text{ Н}$ и момент силы на валу равным $T = 6,39 \text{ Н*м}$. Дальше только увеличивать диаметр колеса, к примеру, до 5 м. Допустим колесо совершает 1 об/мин. При той же скорости потока ручья и размерах лопатки мы получим соответствующие значения сил $F = 11,44 \text{ Н}$ и $T = 28,5 \text{ Н*м}$.

Так что колесо хорошо, но для достойного результата нужно делать или наливное колесо у него коэффициент будет 0,4 – 0,5 или



искать реку с широким, глубоким и быстроходным потоком, перегораживать барабанными колесами, с большой площадью лопаток, всю реку. Для чего собственно я сделал данный расчет, чтобы иллюзии у нас ушли. Нам нужно увеличить скорость потока воды. Вот почему делают плотины и используют разность уровней воды и в сброс падающей воды в специальном желобе устраивают лопастные турбины. Для примера рассчитаем скорость падения воды с высоты 10 метров.

На воду действует сила тяжести, заставляя ее падать, при этом сообщает ей ускорение свободного падения

$$H = g \cdot t^2 / 2; \text{ найдем время падения } t = 1,43 \text{ с}$$

$$V = g \cdot t = 9,8 * 1,4 = 14 \text{ м/с}$$

Или воспользуемся Калькулятором скорости, времени и расстояния при свободном падении:

Этот калькулятор определяет скорость и время свободного вертикального падения тела на поверхность Земли или другой планеты, если известна высота, с которой сброшено тело. **Сопротивление воздуха не учитывается.** Калькулятор может также рассчитать высоту и время падения, если известна скорость, или скорость и высоту, если известно время.

Пример: Рассчитать скорость при ударе об землю тела, сброшенного с высоты 1000 м.

Ускорение свободного падения
 g метр в секунду за секунду (м/с²)
 или Планета

Высота
 h метр (м)

Время падения
 t с

Скорость
 v метр в секунду (м/с)

График зависимости скорости v (м/с) и расстояния h (м) от времени t (с) падения свободно падающего тела при нулевом сопротивлении воздуха

Пробуем рассчитать с теми же параметрами нашего большого колеса. При одном обороте в минуту наша конструкция будет обладать следующими показателями $F = 56,62 \text{ Н}$ и $T = 141,57 \text{ Н*м}$. Если думаете, что это много, ошибаетесь так как это крутящий момент одного оборота за минуту. Допустим у нас генератор на 300 об/мин, передаточное число 1:300, после повышения оборотов редукцией, ременной или зубчатой передачей, в чистом расчетном варианте у нас на валу окажется $0,45 \text{ Н*м}$. **Для получения энергии путем генерации нужна соответствующая скорость потока воды.**

Понял, сомневаетесь хорошо попробую показать наглядно.

Для расчета входного крутящего момента традиционного синхронного генератора, нужно применить коэффициент. Классически чтобы получить 1000 Дж (1 кВт) электрической энергии $[W]$ нужно затратить на вращение 1200 Дж (1,2 кВт) механической энергии. Рассчитаем входной крутящий момент для угловой скорости вращения $[n]$ 300 об/мин: $T = W \cdot 9550 / n$

$$T = 1,2 * 9550 / 300 = 38,2 \text{ Н*м против наших } 0,45 \text{ Н*м}$$



Чтобы на валу генератора было 37,7 Н*м, на валу колеса с одним об/мин, должно быть $38,2 * 300 = 11460$ Н*м (11,4 кН*м).

Вот такой не хитрый расклад, площадь лопатки должна быть 0,093 м³, и соответствующий поток воды, чтобы покрывал всю площадь лопатки, это труба в диаметре ориентировочно 100 мм.

Предлагаю провести другой расчет. Допустим вода не падает с высоты (свободное падение), а ускоряется насосом. Мы уже не будем страдать гигантоманией, рассчитаем маленькую конструкцию.

Показатели моторов оценивают в разных пропорциях. Напор оценивают в возможности подъема воды на высоту в метрах, а давление в Паскалях, переводим в соотношении:

1 метр водяного столба = 9 806,375 паскалей

(1 паскаль = 0,000102 метра водяного столба).

Формула расчета скорости водяной струи из насоса:

$$v = \rho R^2 / 4\eta L \quad (\text{ссылка на источник})$$

где: ρ – давление в Па;

R- радиус струи в метрах;

η – вязкость воды 0,001 Па*с;

L – длина потока после насоса в м;

v – скорость струи в м/с.

Выбираем моторчик: **5.5M 1000 L/H Насос Погружной Мотор DC 12V**



Спецификация:	
материал	РА66 + 30% GF
Вход-выход	1/2 "мужская группа
вольтаж	12 В -24 В постоянного тока не может превышать 24 В, поэтому, если вы используете источник питания 24 В, пожалуйста, сначала проверьте его
Максимальный номинальный ток	1000МА
Номинальный расход	350-700L/H
Максимальная скорость потока	1000 л / ч, горизонтальное использование 24 В, 2 А
Макс Уотер Хед	5,5 metre
Температура рабочей среды	- 10-50 °С
Максимальная температура оборотной воды	100 ° С

Диаметр отверстия выхода 1 примерно 16 мм (R = 0,008 м)

Рассчитаем давление напора:

$$\rho = 5 \text{ м} \times 9\,806,38 \text{ Па} = 49\,032 \text{ Па.}$$

Теперь можно рассчитать скорость струи, но для этого нужно определится с длиной этой струи. Она должна быть максимально короткой, без углов и препятствий. Определимся с диаметром колеса. Изобретать думаю нет смысла, потому шкив от стиральной машины. У него есть место где организовать крепление лопаток.



D = 270 mm

Шкив для стиральной машины Атлант



Широкие лопатки делать смысла нет, сечение струи у нас небольшое, потому резервуар, в котором разместим колесо будет не более полуметра в высоту, ориентировочно длина шланга подачи примем длиной $L = 0,6$ м.

У нас есть все данные, для расчета скорости напора струи.

$$v = 49032 * 0,008^2 / 4 * 0,001 * 0,6 = 1307,5 \text{ м/с} \quad (1,3 \text{ км/с})$$

Вот это результат, даже при условии, что сечение струи не велико, скорость, впечатляет, **но есть сомнения в верности данного результата**. Примем, что наше колесо будет осуществлять 350 об/мин и рассчитаем скорость лопатки = **5,13 м/с**.

Далее производим расчет силы воздействия напора на лопатку колеса, сечение лопатки примем за сечение напора по диаметру выходного отверстия 16 мм – рассчитаем:

$$S = \pi r^2 = \pi (0,008)^2 = 0.000064 \pi \text{ м}^2 \approx 0.00020096 \text{ м}^2$$

$$F = 0,1 * 0,0002 * (999,8 * 9,8) * (1307,5 - 5,13)^2 / 2 * 9,8 = 168 \ 802 \text{ Н}$$

Крутящий момент на валу составит:

$$T = 168 \ 802 \text{ Н} * 0,1375 \text{ м} = 23210 \text{ Н*м} \quad [\text{это очень, невероятно}]$$

Вообще, интересная картина та же формула, подход и такой результат. Потребление мотора насоса $24\text{В} * 2\text{А} = 50 \text{ Вт}$ ($0,05 \text{ кВт}$). Даже если результат будет в половину меньше все равно это космический результат, вызывает сомнение. При этом чем меньше разница между скоростями напора и лопатки результат будет уменьшаться. Это значит, что при увеличении угловой скорости колеса результат крутящего момента снизится. Пробуем рассчитать при большей скорости 1500 об/мин (скорость лопатки 21,99 м/с) и уменьшим коэффициент лопатки до значения 0,01.

$$F = 0,01 * 0,0002 * (999,8 * 9,8) * (1307,5 - 21,99)^2 / 2 * 9,8 = 16445 \text{ Н}$$

Крутящий момент на валу составит:

$$T = 16445 \text{ Н} * 0,1375 \text{ м} = 2261,2 \text{ Н*м} \quad [\text{это очень, очень ...}]$$

Для того чтобы реально крутить генератор, нужно иметь двукратный перевес входного момента силы к моменту сопротивления момента силы генератора, потому полученный показатель разделим на три с запасом и получим $2261,2 / 3 = 753,7 \text{ Н*м}$.

Определим возможности генератора в электрической мощности.

$$W = T * n / 9550 = 753,7 * 1500 / 9550 = 118 \text{ кВт}$$

Я в замешательстве! Проверил еще раз все расчеты и не обнаружил, как бы ошибки. Не укладывается в голове, как эта



«бздюлька», которую я сейчас рассчитал, может крутить 100 кВт генератор, который крутит внушительный дизель.



Дизельный генератор 100 кВт АД100С-Т400-2РП (КОФО) альтернатор Kaijieli

365 794 грн.

Основные

Тип генератора	_____	Синхронный
Количество фаз	_____	3
Напряжение	_____	380 В
Частота тока ?	_____	50 Гц
Номинальная мощность ?	_____	100,0 (кВт)
Максимальная мощность	_____	110 кВт
Полная мощность	_____	137,5 кВА

Двигатель

Количество оборотов вала двигателя	_____	1500 об/мин
------------------------------------	-------	-------------

Получается несуразица, опять процитируем, что рисуют «академики» в учебниках:

§ 78. Расчет силы давления струи воды на препятствие

Прежде всего обратим внимание на то, что эта сила очень быстро возрастает с увеличением скорости жидкости. Пользуясь полученной формулой, нетрудно рассчитать, например, что при скорости 1 м/с струя будет давить на каждый квадратный метр поверхности препятствия с силой 1000 Н (или 100 кгс). При увеличении скорости до 20 м/с эти силы возрастают до $4 \cdot 10^5$ Н, т. е. при возрастании скорости только в 20 раз силы увеличились в 400 раз (до 40 тс).

Я еще раз проверил формулу расчета силы давления струи на лопатку колеса

$$F = 0,01 * 0,0002 * (999,8 * 9,8) * (1307,5 - 21,99)^2 / 2 * 9,8 = 16445 \text{ Н}$$

Красным ключевое значение, именно скорость потока воды, задает такой результат. Возможно ошибка в расчете данной скорости.

Воспользуемся еще одним способом через объем жидкости [Онлайн калькулятор](#) В параметрах насоса указана скорость потока в л/ч = 1000. Скорость воды в трубе при перекачке выходит равная 1,38 м/с. Рассмотрим еще.

Расчет скорости потока воды (жидкости)

Расход, л/с =

Площадь сечения, мм² =

Скорость потока, м/с =

Скорость потока воды (жидкости) - это постоянное перемещение объема воды (жидкости) в заданном направлении.
Формула расчета скорости потока:

$$V = 1000 * Q / S$$

V - скорость потока, м/с; Q - расход жидкости, л/с; S - площадь сечения, мм².

$$v = \rho R^2 / 4 \eta L$$

- где: ρ – давление в Па;
 R - радиус струи в м;
 η – вязкость воды 0,001 Па*с;
 L – длина потока после насоса в м;
 v – скорость струи в м/с.



Давление воды в водопроводе: единицы измерения, нормы

Для начала узнаем, какие конкретно единицы измерения давления воды в водопроводе употребляются на данный момент.

Атмосфера. Эта единица соответствует атмосферному давлению на уровне моря. Тут, но, имеется маленькая тонкость: речь заходит об избыточном давлении довольно атмосферного. Его значение в водопроводе в 0,2 атмосферы, продемонстрированное манометром, соответствует полному значению в 1,2 атмосферы. *Для справки: вместо слова "атмосфера" довольно часто употребляется равноценное понятие - кгс/см². Физическая суть единицы - упрочнение, с которым масса в 1 кг при земном ускорении свободного падения, будет давить на площадь в 1 см².*

Бар. Устаревшая единица измерения, заимствованная из употреблявшейся до СИ системы измерений СГС. О ней достаточно знать, что бар примерно (с точностью около 2%) равен атмосфере. Частенько манометр для измерения давления воды в водопроводе имеет две шкалы - в барах и мега Паскалях.

Мега Паскаль (МПа). Паскаль соответствует одному ньютону на квадратный метр поверхности. Потому, что масса в один килограмм давит на основание с силой в 9,8 ньютонов, 1 мега Паскаль приблизительно соответствует 9,8 кгс/см². Обычно это значение округляют до 10.

Напор. Под понятием напора, измеряемого в метрах, понимается высота водяного столба, соответствующая определенному избыточному давлению (Н, обозначение).

Согласно СНиП «О порядке предоставления коммунальных услуг гражданам», допустимое верхнее значение давления в водопроводной системе не должно превышать 6 атмосфер, а нижнее – не менее 0,2 атмосферы. Больше давление может разорвать старые трубы, а при меньшем не будет работать и кран.

Таблица перехода единиц измерения выглядит так:

	Паскаль (Pa, Па)	Бар (bar, бар)	Техническая атмосфера (at, ат)	Миллиметр ртутного столба (мм рт. ст., mm Hg, Torr, торр)	Метр водяного столба (м вод. ст., m H ₂ O)	Фунт-сила на кв. дюйм (psi)
1 Па	1 Н/м ²	10 ⁻⁵	10,197×10 ⁻⁶	7,5006×10 ⁻³	1,0197×10 ⁻⁴	145,04×10 ⁻⁶
1 бар	10 ⁵	1×10 ⁶ дин/ см ²	1,0197	750,06	10,197	14,504
1 атм	98066,5	0,980665	1 кгс/см ²	735,56	10	14,223
1 атм	101325	1,01325	1,033	760	10,33	14,696
1 мм рт. ст.	133,322	1,3332×10 ⁻³	1,3595×10 ⁻³	1 мм рт. ст.	13,595×10 ⁻³	19,337×10 ⁻³
1 м вод. ст.	9806,65	9,80665×10 ⁻²	0,1	73,556	1 м вод. ст.	1,4223
1 psi	6894,76	68,948×10 ⁻³	70,307×10 ⁻³	51,715	0,70307	1 lbf/in ²



Под понятием напора, измеряемого в метрах (в нашем случае 5 метров в спецификации к мотору), понимается высота водяного столба, соответствующая определенному избыточному давлению. «Нейтральное давление» это одна атмосфера = 101325 Па (0,101325 МПа)

По международной системе единиц давление измеряется в Паскалях. В зарубежных странах применяются свои единицы измерения, например Бар и psi. Поэтому импортное оборудование характеризуется в этих величинах. 1 Бар равен 101,972 метра водяного столба или 10 МПа. Отсюда 1 кгс/см² равен 1,0197 Бар.

Еще одной измерительной величиной служит атмосферное давление. 1 атм. равна 0,9678 кгс/см² или 0,9869 Бар. На практике, учитывая малую величину разницы и для удобства пересчета, 1 Бар приравнивают к 1 кгс/см² или 1 атмосфере.

Получается, что давление меньше одной атмосферы (0,101 МПа) по логике как бы вызовет разрежение, обратное действие расширению. Т.е. это значение является нулевым показателем для расчета избыточного давления. Если стандарт равен 10 метрам (1 атм. или ≈ 0,98 МПа) тогда 5 метров это разница 10 м – 5 м = 5 м (1/2 10 м) $98066,5/2 = 49033,25$ Па.

Сверяем, новый расчет:

$$10 \text{ м} - 5 \text{ м} = 5 \text{ м}. \quad 98066,5/2 = \mathbf{49\ 033,25 \text{ Па.}}$$

Старый расчет:

$$\rho = 5 \text{ м} \times 9\ 806,38 \text{ Па} = \mathbf{49\ 032 \text{ Па.}}$$

Особой разницы я не заметил.

Расчет скорости потока в м/с (откуда у меня η – вязкость воды 0,001 Па*с; (?))

Если с давлением разобрались (1МПа ≈ 9,8 атм), есть еще одно значение которое не разобрали вязкость воды в Па*с.

Динамическая вязкость воды в зависимости от температуры

Кинематическая и динамическая вязкость связаны между собой через значение плотности. Если кинематическую вязкость умножить на плотность, то получим величину коэффициента динамической вязкости (или просто динамическую вязкость).

Динамическая вязкость воды при температуре 20°C равна $1004 \cdot 10^{-6}$ Па*с. В таблице даны значения коэффициента динамической вязкости воды в зависимости от температуры при нормальном атмосферном давлении (760 мм.рт.ст.). Вязкость в таблице указана при температуре от 0 до 300°C.

Динамическая вязкость при нагревании воды уменьшается, вода становится менее вязкой и при достижении температуры кипения 100°C, величина вязкости воды составит всего $282,5 \cdot 10^{-6}$ Па*с. Интересно для наших целей желательнее температура с какой вязкостью?



Динамическая вязкость воды — таблица

t, °C	0	20	40	60	80	100	120	140
$\mu \cdot 10^6$, Па·с	1788	1004	653,3	469,9	355,1	282,5	237,4	201,1
t, °C	160	180	200	220	240	260	280	300
$\mu \cdot 10^6$, Па·с	173,6	153,0	136,4	124,6	114,8	105,9	98,1	91,2

И так значение вязкости воды при температуре 20°C

$$1004 \cdot 10^{-6} \text{ (} 0,001004 \text{) Па} \cdot \text{с}$$

Пересчитаем для данного значения:

$$v = 49032 * 0,008^2 / 4 * 0,001004 * 0,6 = 1302,311 \text{ м/с}$$

К сожалению, это слишком невероятный результат. Будем разбираться, получается, что с налёту сразу не осилить.

Установка Джеймса Харди (James Hardy)

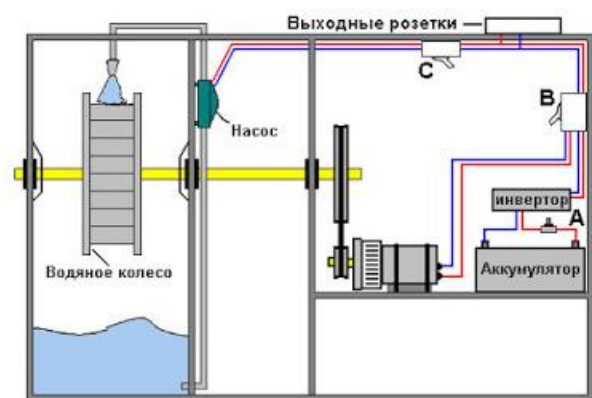
В Google есть видео, на котором показан интересный электрический генератор с приводом от водяного насоса с электроприводом по адресу: http://www.youtube.com/watch?v=IGpXA6qhH_Q Это очень простое устройство, в котором струя воды из насоса направлена на простое водяное колесо, которое, в свою очередь, вращает электрический генератор переменного тока, питая как насос, так и электрическую лампочку, демонстрируя свободную энергию.

Первоначально генератор набирает обороты, приводимый в действие от электросети. Затем, когда он работает нормально, подключение к сети отключается и двигатель / генератор поддерживает себя, а также может включать как минимум одну лампочку. Выход генератора является нормальным током сети от стандартного генератора.



Джеймс Харди (James Hardy) – разработчик, у него есть Патентная заявка США 2007/0018461A1, опубликованная в 2007 году на его дизайн. В этом приложении он указывает, что основным преимуществом его конструкции является низкий уровень шума, возникающий при работе генератора. На видео и рисунках выше, демонстрация имеет открытый корпус, чтобы показать, как работает генераторная система, но при нормальном использовании отсеки полностью герметичны.

В своем документе Джеймс показывает общую систему следующим образом:





Харди использовал специальный мотор, показатель напора у него тот же - 5,5 метров, а вот сечение уже другое порядка 30 мм струя возможно соответствующая, но скорее использовал сопла. В любом случае результат был, более или менее вероятный, 100 ватт лампочка.

К сожалению, я не смог с ходу, найти точного описания, как функционировала его установка, в таком малом исполнении. Прежде чем отчаиваться и скисать будем разбираться, попробуем рассчитать с большим насосом, рассчитать насадки и т.д.

Проведем небольшое расследование, ведь сила напора воды использовалась с незапамятных времен.

Основой нашего расчета является формула расчета скорости потока от нагнетательного насоса. Вот результат, который выдал физик-теоретик Андрей, был не верен, согласно данных им

перечисленных к приведенной формуле, результат 1,8 м/с будет при давлении в 100 Па. Правда формула, на которую ссылается автор имеет немного другой вид с дополнительными элементами (в зеленой рамке).

Формула построена на разности давлений, в начале трубы и в конце трубы. Физик-теоретик просто убрал давление в конце трубы, значение радиуса в квадрате, перенес в числитель, умножив его на показатель давления. Есть еще одна формула, которой пользуются для расчетов скорости напора (в фиолетовой рамке). Один важный момент, эта формула не учитывает состояния вязкости воды.

По расчету данной формулы, скорость струи для Китайской мини ГЭС, с высоты 50 м, составляет 31 м/с, где-то сопоставимо, со скоростью падения воды с высоты - 10 м (14 м/с) с учетом сопротивления канала. Разница, как раз на значение давления 1 атм. На выходе из канала струя попадает в давление одной атмосферы. Таким образом, логически следует вернуть данную разницу в формулу:

Андрей З. · 282 физик-теоретик

Скорость в разных местах потока разная, она максимальна в центре струи. Пожарные шланги (точнее, рукава) бывают разные, а вязкость воды сильно зависит от температуры, но для примера мы можем взять давление $p = 1$ МПа, радиус $R = 33$ мм, длину $L = 15$ м, а вязкость воды $\eta = 0,001$ Па·с. Согласно формуле (97.3) из первого тома Общего курса физики Сивухина (2005), получаем скорость $v = pR^2/4\eta L \approx 1,8$ м/с.

Скорость $v(r)$, а с ней и производная $\frac{dv}{dr}$ не меняются с изменением x .

Поэтому должна быть постоянной и производная $\frac{dP}{dx}$, причем эта производная должна быть равна $(P_2 - P_1)/l$, где P_1 — давление на входе трубы, P_2 — на выходе, а l — длина трубы. В результате приходим к уравнению

$$\frac{dv}{dr} = - \frac{P_1 - P_2}{2\eta l} r. \quad (97.1)$$

Интегрируя его, получим

$$v = - \frac{P_1 - P_2}{4\eta l} r^2 + C.$$

Постоянная интегрирования C определится из условия, что на стенке трубы, т. е. при $r = R$ скорость v должна обращаться в нуль. Это дает

$$v = \frac{P_1 - P_2}{4\eta l} (R^2 - r^2). \quad (97.2)$$

Необходимо отметить, что скорость струи воды, выбрасываемой из сопла, очень большая. Она определяется по формуле

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (1)$$

где φ — коэффициент скорости, $\varphi = 0,98-0,99$; H — напор, м; $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения.

Например, при $H = 650$ м скорость струи $v_c = 111$ м/с.



$$\rho = \rho_{\text{избыточное}} - \rho_{\text{атм}} \quad \rho = (H \cdot 9806,38) - 98066,5$$

После исправления формулы скорость потока, для $H=50$ метров, мини-ГЭС рассчитывается в мерности 33 м/с (15°C) и 31 м/с (10°C). Можно сказать, раскрыта ТАЙНА ХОЛОДНОЙ и ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ. При первых подходах, почему-то сложилось мнение, что холодная вода эффективнее. Становится очевидным, что чем теплее вода, тем скорость потока выше, по причине уменьшения вязкости воды. Начинаем сначала: H - в метрах, это напор воды, как он определяется

Напор – высота H столба жидкости или газа, уравнивающего давление p – это разность удельных энергий, отнесенных к 1 кг перекачиваемой среды.

$$H = p / \rho g$$

Полный напор, развиваемый нагнетателем и исчисляемый в метрах, получим, разделив все члены уравнения Бернулли на ρg :

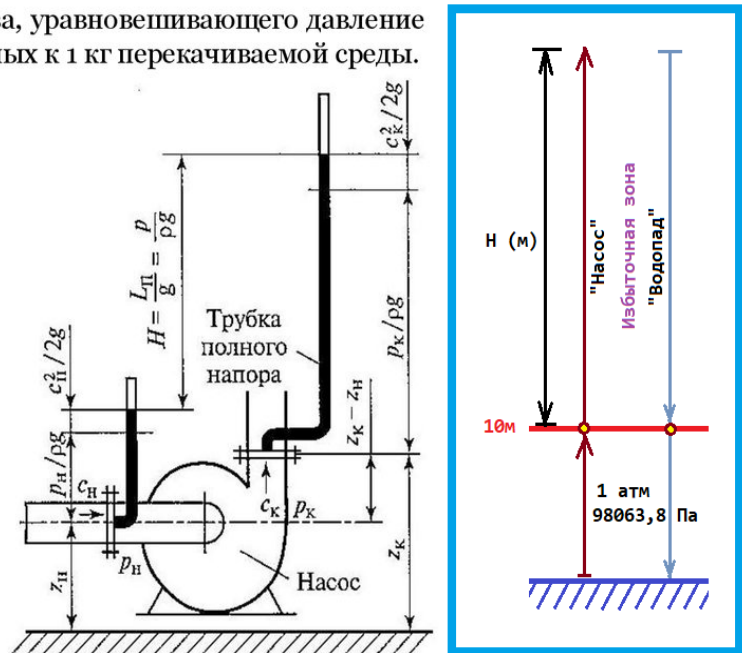
$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g} + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2g} + (z_k - z_n)$$

Для нагнетателей, подающих жидкости, можно использовать формулу вида:

$$H = p_k - p_n / \rho g$$

Напор вентиляторов принято выражать в мм вод. ст. При этом 1 мм вод. ст. = 9,81 Па

Схема определения напора, развиваемого нагнетателем:



10 метров водяного столба условно приравниваются к давлению одной атмосферы, как бы паритет в давлениях, своеобразное равновесие давлений. Все что выше это избыточное, ускорение падения (для вниз падающей воды) или противоположное преодоление (для насосов). Безусловно сила падающей воды в больших объемах имеет колоссальную силу, оказывающую на лопатки турбин. Традиционно $H_{\text{ГЭС}}$ это разность высот верхнего уровня и нижнего уровней бьефов ($H_{\text{пл}} = Z_{\text{вб}} - Z_{\text{нб}}$). Для малых конструкций, сбрасывающих поток по трубе, применима и наша методика. Ориентировочное сравнение на рисунке справа.

Вернемся еще раз к мнениям специалистов. [Материал «Давление НАСОСОВ»](#).

Ловушка №4. Рабочее давление насоса не зависит от его максимального давления. Часто считают, что слишком мощный насос не стоит ставить в маленькую систему. Будто он создаст такое давление, которое разорвет трубы. Однако это утверждение может быть справедливым, только если пропускная способность трубопроводной системы низкая (например, если диаметр трубы меньше диаметра патрубков насоса). Если же



пропускная способность системы достаточна, то насос не создаст в ней избыточного давления.

Разберем пример.

Требуется перекачать воду с производительностью 5 м³/час с подъемом на высоту 32 метра. Однако в наличии есть центробежный насос, который обеспечивает производительность 5 м³/час при напоре 57 метров (например, Pedrollo 2СРm 25/16А). То есть наш насос намного мощнее, чем надо. Означает ли это, что насос создаст огромное давление в системе, намного больше, чем требуется? Ответ простой – нет. Давайте взглянем на кривую характеристик центробежного насоса.



Изображение 10. Рабочая точка центробежного насоса зависит от сопротивления в линии

На изображении 10 видно, что насос может работать как при напоре 32 метра (рабочая точка №2 на рисунке), так и при напоре 58 метров (рабочая точка №1 на рисунке). Однако в какой именно точке насос будет работать выбирает не он сам, а сопротивление системы. Если требуется поднять воду всего лишь на высоту 32 метра, то насос вынужден будет работать в рабочей точке №2. В этом случае его производительность правда будет значительно выше, чем требуется – 9,6 м³/час вместо требуемых 5 м³/час.

Еще проще ситуация с объемным насосом, например, с шестеренным. Если он рассчитан на максимальное давление 10 бар и производительность 5 м³/час, то при сопротивлении 10 бар он покажет производительность 5 м³/час. Если же сопротивление в линии будет небольшим (5 бар), то насос обеспечит ту же самую производительность 5 м³/час при давлении 5 бар. Изменится только потребляемая мощность (снизится в 2 раза).

Таким образом если сопротивление в линии ниже, чем максимальное давление насоса, реальное давление в линии окажется равно этому сопротивлению (а не максимальному давлению насоса).

И это замечание верное, при создании давления в системе насосом, нужно сопротивление. Аналогия со скоростями лопатки и воды оказывающим давление на лопатку, с током в проводе фазы генератора, где разности напряжений э.д.с. фазы и батареи являются условием возникновения сил сопротивления. Выходит, что так просто скорость струи нам не получить.

Если сопротивление в линии выше, чем то, что может преодолеть насос, для насоса это будет равносильно работе на закрытую задвижку. При этом динамические насосы



будут работать «вхолостую» и с ними может ничего не произойти, кроме риска перегрева (ведь они перестанут охлаждаться потоком жидкости). Мембранные пневматические насосы в этой ситуации останутся и с ними не будет ничего плохого. Большинству же объемных насосов работа на закрытую задвижку строго противопоказана. Ведь они не ограничены верхним пределом создаваемого давления и будут пытаться повысить его, пока их двигатель не перегреется или корпус насоса не повредится от избыточного давления.

Давление различных видов насосов

Давление зависит от вида насоса. Насосы бывают динамические (центробежные, вихревые) или объемные, (шестеренные, винтовые, плунжерные, перистальтические, мембранные).

Центробежные одноступенчатые насосы не способны обеспечивать давление более 10-11 кгс/см² (то есть не могут развить напор воды более 100-110 метров) даже при очень большой мощности электродвигателя.

Вихревые насосы обеспечивают давление до 16 кгс/см² (напор воды 160 метров) даже при небольшой мощности благодаря особой форме рабочего колеса. Каждая частичка воды соприкасается с таким колесом несколько раз и приобретает большую энергию. Обратная сторона такой «выгоды» - значительное ухудшение производительности насоса.

Другим возможным решением улучшить напор насоса - применение нескольких последовательных колес в корпусе одного насоса. Такие агрегаты называют многоступенчатыми насосами. Их КПД по сравнению с вихревыми достаточно высок. Максимальное давление этих насосов достигает 30 кгс/см² (300 метров водяного столба).

Высокое давление могут обеспечить объемные насосы различных типов. К ним относятся шестеренные, винтовые, плунжерные, перистальтические, мембранные).

Шестеренные насосы в нашем каталоге обеспечивают давление до 14,5 кгс/см².

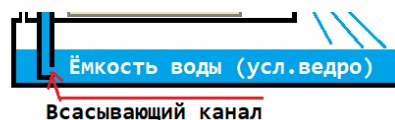
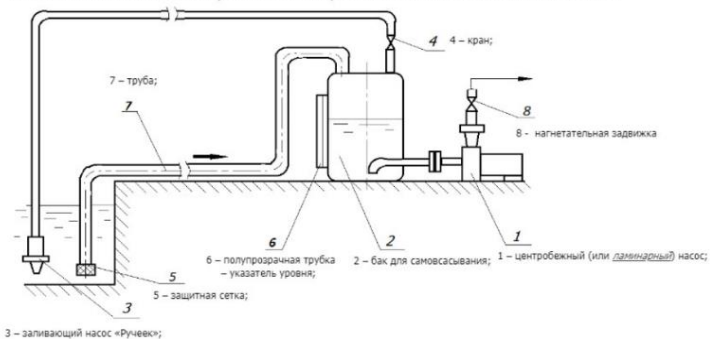
Большинство мембранных пневматических насосов обеспечивают максимальное давление до 7-8 кгс/см². Плунжерные дозировочные насосы из нашего каталога развивают давление до 20-25 кгс/см².

И главное получается, что нам нужно получить соответствующее давление и удерживать его в прочесе работы генерации. Для этого есть решение, правда требует создания соответствующего водяного резервуара. Нам нужно в первую очередь отработать методику соответствующего расчета. Но начнем мы с конструкции, в виду новых обстоятельств возникла и новая идея по конструкции установки. Я обратил внимание на вертикальное положение генератора и турбины китайской мини-ГЭС. Диаметр сопла и диаметр трубы - решение.



Несжимаемая жидкость – математическая модель сплошной среды, плотность, которой сохраняется при изменении давления. На этой особенности, выполняются различные конструкции, к примеру гидра-влические домкраты. Данному типу жидкости относится и вода. Мы ошиблись только в одной вещи. Неверно оценили работу формулы. Концепция представляется следующей мини-ГЭС «в ведре» или ВЕДРОГЭС. Единственная разница с конструкцией Джеймса Харди используем вакуумную всасывающую камеру и подъёма рабочего уровня воды для нагнетательного насоса.

Самовсасывающая насосная установка для орошения с несамовсасывающим насосом



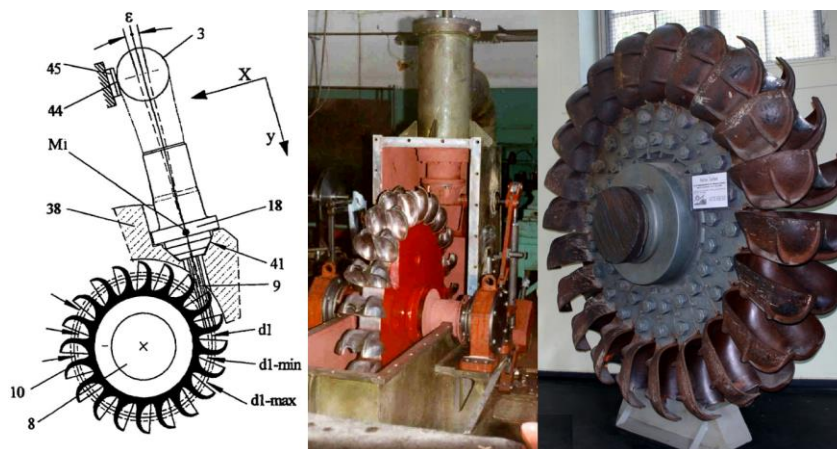
[RU2352725](#) "САМОВСАСЫВАЮЩАЯ ВОДОНАСОСНАЯ УСТАНОВКА НА БАЗЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА"

Вакуумную насосную емкость, увидел для наливных насосов и это также отработанное решение, но при этом насос, его выпускное отверстие, полагается под-вести ближе к рабочему водяному колесу. Или можете изучить, но думаю нужно определить конструкцию колеса или турбины.

РАБОЧЕЕ ВОДЯНОЕ КОЛЕСО. Интересно, а что об этом говорят инженеры, на дворе 21 век, неужели нет решения или уже давно есть.

Ковшовая турбина ([струйно-ковшовая турбина](#)) – активная гидравлическая турбина, используемая при очень больших напорах. Широко известна также как «турбина Пелтона» в честь американского изобретателя **Лестера А. Пелтона** (Патент на ковшовую турбину был выдан инженеру А. Пелтону в 1889 году)

Ковшовые турбины конструктивно сильно отличаются от наиболее распространённых реактивных гидротурбин (радиально-осевых, поворотнo-лопастных), у которых рабочее колесо находится в потоке воды. **В ковшовых турбинах вода подаётся через сопла по касательной к окружности, проходящей через середину ковша. При этом вода, проходя через сопло, формирует струю, летящую с большой скоростью и ударяющую о лопатку турбины, после чего колесо проворачивается, совершая работу. После отклонения одной лопатки под струю подставляется другая. Процесс использования энергии струи происходит при атмосферном давлении, а производство энергии осуществляется только за счёт кинетической энергии воды.** Лопатки турбины имеют двояковогнутую форму с острым лезвием посередине; задача лезвия – разделять струю воды с целью лучшего использования энергии и предотвращения быстрого разрушения лопаток. На рабочем колесе может быть установлено до 40 лопаток.



Рабочее колесо с лопатками может быть установлено как на горизонтальном, так и на вертикальном валу. При горизонтальном расположении вала, к каждому рабочему колесу может подводиться до двух форсунок; поскольку пропускная способность каждой форсунки ограничена, при больших расходах воды применяют установку на одном валу двух рабочих колёс либо используют вертикальную турбину. К последней может подводиться до шести форсунок. Скорость потока воды из форсунок зависит от напора и может достигать значительных величин, порядка 500–600 км/ч (138-166 м/с). Скорость вращения турбины также весьма велика, до 3000 об/мин.

Ковшовые гидротурбины применяются при напорах более 200 метров (чаще всего 300–500 метров и более), при расходах до 100 м³/с. Мощность наиболее крупных ковшовых турбин может достигать 200–250 МВт и более. При напорах до 700 метров ковшовые турбины конкурируют с радиально-осевыми, при больших напорах их использование безальтернативно. Как правило, ГЭС с ковшовыми турбинами построены по деривационной схеме, поскольку получить столь значительные напоры при помощи плотины проблематично.

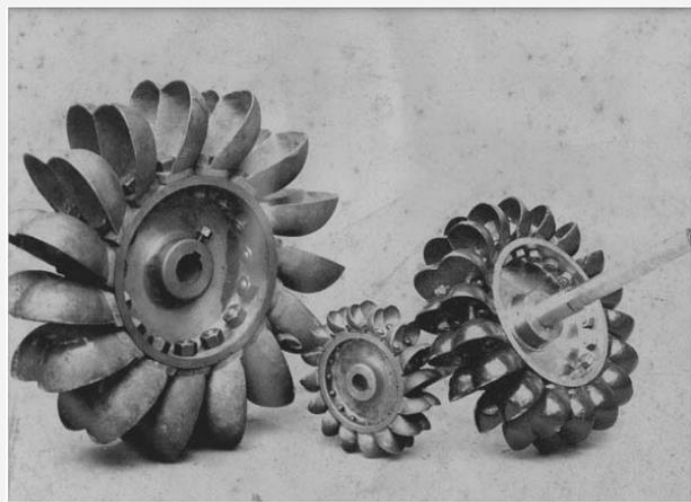
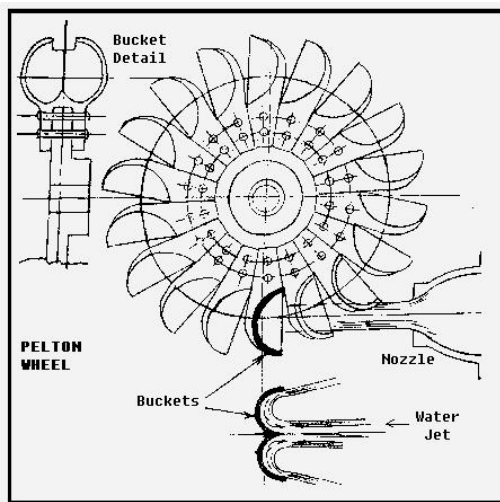
Ковшовые турбины очень часто применяются на малых ГЭС, сооружаемых на небольших реках с большими падениями в горных районах.

Преимуществами ковшовых турбин является возможность использования очень больших напоров, а также небольших расходов воды. Недостатки турбины – неэффективность при небольших напорах, невозможность использования как насоса, высокие требования к качеству подаваемой воды (различные включения, такие как песок, вызывают быстрый износ турбины).

Расчётное наше значение скорости струи = 191 м/с, при рабочих струях ковшовых турбин 166 м/с, возможно этого и не надо, причина вода на большой скорости имеет большую разрушающую силу. За то уменьшить всегда проще чем увеличивать. Без спору, изготовить в гаражных условиях подобную турбину весьма непросто.

Водяное колесо постепенно превращается в технологичное изделие – турбину. Очень интересная турбина, с которой мы познакомились выше – ковшовая.

Посмотрим на рисунок-схему и фотографии еще раз.



Судя по фотографии диаметр подобных турбин весьма различный.

Рассмотрим, особенности данной конструкции.

Ковшовые лопатки имеют парный состав. Струя из сопла по кратчайшему из возможных бьет в бортик спаренных чашек. Вода, обладая текучестью и имея большую скорость делится на два потока, разворачиваясь практически в обратную сторону, но под касательным углом к стенке турбины формирует реактивный поток, который формирует собственную силу давления на лопатку – реактивную. Больше она или меньше, нужно разбираться отдельно, это не является моей целью в данной работе. Скажу одно, что торможения у данной турбины кроме вала и генератора больше условно нет. Как подобие выполнить из доступных материалов остановимся позже, просто непонятно как простые очевидные вещи не использовались для создания автономных генерирующих устройств. Или же все-таки такие разработки имеются? Очевидно, что для специалиста с приборостроения энергетики владеющего информацией сложить пазлы не составляло труда.



Конструкция данной турбины позволяет устраивать колеса с небольшим диаметром, что весьма кстати для конструкций домашних



электростанций. И еще подобная турбина если имеет водную струю от насоса может работать в режиме старт-стоп.

После обработки такого массива информации хочется спроектировать небольшую электростанцию. Этим сейчас и займемся. Самым оптимальным для мини-ГЭС видится мотор $N = 35 \text{ м} / 0,38 \text{ кВт}$ (220-250В / 50Гц). У него есть такой показатель как подъем забор воды с глубины 9 м, что нам наверно очень пригодится.

Мы точно знаем, что длина канала, после выхода из насоса, с учетом точки касания струи лопатки колеса турбины, очень сильно влияет на скорость струи. И чем меньше протяженность струи, после трубы до лопатки тем эффективнее система. Изучив рисунок можно увидеть, что именно данный прием уменьшения длины открытого потока обыгрывают конструкторы.

Частота вращения турбины? Даже такую информацию можно найти в сети. Я еще раз говорю я не открываю ничего нового, просто описываю то, что известно, но не используется, хотя вру используется. [Материал с описанием кое каких расчетов.](#)

Частота вращения турбины будет зависеть от скорости струи и диаметра рабочего колеса турбины.

$$n = 60 \frac{0,5\sqrt{2gH}}{\pi Dt} = \frac{42\sqrt{H}}{Dt}$$

где: n - об/мин, Dt - средний диаметр рабочего колеса в метрах, H - напор в метрах.

Эта формула нам необходима для более точных расчетов системы. Определяемся с размерами турбины. Общий диаметр оставим прежний равный 0,270 м (270 мм). Нам нужно, определить значение Dt – средний диаметр колеса турбины. Чтобы быть точным, я взял и поискал такие турбины в продаже. К моему удивлению сразу же нашел искомое изделие. [Колесо воды гидротурбины PELTON алюминиевое](#) (диаметр = 270 мм & 10.63 дюйма) \$138,31 [12 лопаток] на www.ebay.com





Так выпускают, продают, да еще в разных размерах ([ССЫЛКА](#)). С данной формулой, можем рассчитать скорость вращения турбины. Собрали всю необходимую информацию, приступаем к расчету мини ГЭС в «ведре». Нам необходимо уточнить какой все-таки ставить коэффициент сопротивления лопатки ($C_{лоп}$). Чтобы себя не обманывать поставим минимальный **0,05**, у нас одна лопатка находится под давлением при этом давление происходит динамически постоянно с изменяющимся углом. Вы можете и самостоятельно отработать данный момент.

Имея опыт, допуска ошибки, я проверил работу формулы при расчете разных показателей скорости струи давящей на лопатку.

Длина выходного канала, L (м)	0,1	0,3	0,5	0,7	1	10	35
Скорость потока v (м/с)	1158,76	386,25	231,75	165,54	115,88	11,59	3,31
Обороты турбины, n _{турб} (об/мин)	1129	1129	1129	1129	1129	1129	1129
Момент силы, вал турбины, T (Нм)	2143	227	78	38	17	0	0

Для нашего случая это не подходит, так как не меняется значение скорости вращения турбины. Я нашел необходимую формулу на [специализированном англоязычном ресурсе](#).

$$\omega_{турб}(rpm) = 0.5 \times 1.91 \times 10^4 \times \frac{v_{jet}(m/s)}{d_{турб}(mm)}$$

$$n_{турб}(об/мин) = 9550 * v_j(м/с) / Dd(мм)$$

Меняем формулу в нашей расчетной таблице и проверяем.

Длина выходного канала, L (м)	0,1	0,3	0,5	0,7	1	10	35
Скорость потока v (м/с)	1158,76	386,25	231,75	165,54	115,88	11,59	3,31
Обороты турбины, n _{турб} (об/мин)	50301	16776	10060	7186	5030	503	144
Момент силы, вал турбины, T (Нм)	548	61	78	11	5	0	0

Роемся опять в «сетке». Используют ли турбины Пелтона для мини-ГЭС? Ищем, и как ни странно, находим на [alibaba.com](#)



5 кВт мини/микро пелтонтурбинный генератор

★★★★★ 4.0 1 Отзывы

>=1 шт. **67 645,22 €**

Тип:

Номинальная мо...

Краткая информация

Происхождение т... Jiangsu, China

Скорость потока: 0,0001-8 куб. м в секунду

Напор воды: 1-500 м

Диаметр направл... 100-800 мм

Эффективность: 87-96%

Торговая гарантия Защитите свои заказы на Alibaba.com.

Alibaba.com Freight | [Compare Rates](#) | [Learn more](#)



Параметры

Модель	Мощность (кВт)	Номинальная головка (м)	Применимая водяная головка (м)	Скорость потока (м³/с)	Размер пенштока (мм)	Скорость генератора (об/мин)	Вес (кг)
	5.0kw	50		0,006-0,024	≥65		140
	8.0kw	50		0,010-0,04	≥80	1500/1000	150
	10kw	50	20-70	0,012-0,048	≥100		160
	15kw	50		0,018-0,072	≥150		200
	20kw	50		0,024-0,096	≥150		220
	30kw	50		0,036-0,144	≥200		240

Это уже кое-что, с чем можно начать, поупражняться в проведении расчетов. Что мы имеем: Мощность генератора 8 кВт; Высота водяного столба 50 метров, так как у нас вода подается в турбину за счет перепада высот, для расчета берем длину потока равной 60 м (т.к. 1 атм приравнивается к 10 метрам водяного столба, разность давления 50 м, и наклон в сумме составит 70 метров), условно примем за вертикальное положение; скорость непонятна, я взял среднее значение 0,007 м³/с из заявленных 0,010 – 0,004 м³/с. Получил:

Метрическая система

кубический метр в секунду (м³/с) кубический метр в час (м³/ч)

Расход, м³/ч =

Площадь сечения, м² =

Скорость потока, м/с =

*Для справки средняя скорость потока реки 1,5-0,5 м/с.

Размер «пенштока» - это диаметр шторки, полного открытия в запорных вентилях. Диаметр внутреннего патрубка канала сброса воды визуально 100 мм. Введем эти данные в мою расчетную таблицу и проверим ее работоспособность.

Мы продолжаем,

Я свел все в расчетную таблицу и произвёл ввод данных. Для станции китайской ГЭС заявленный водный напор $H = 50$ метров. Для

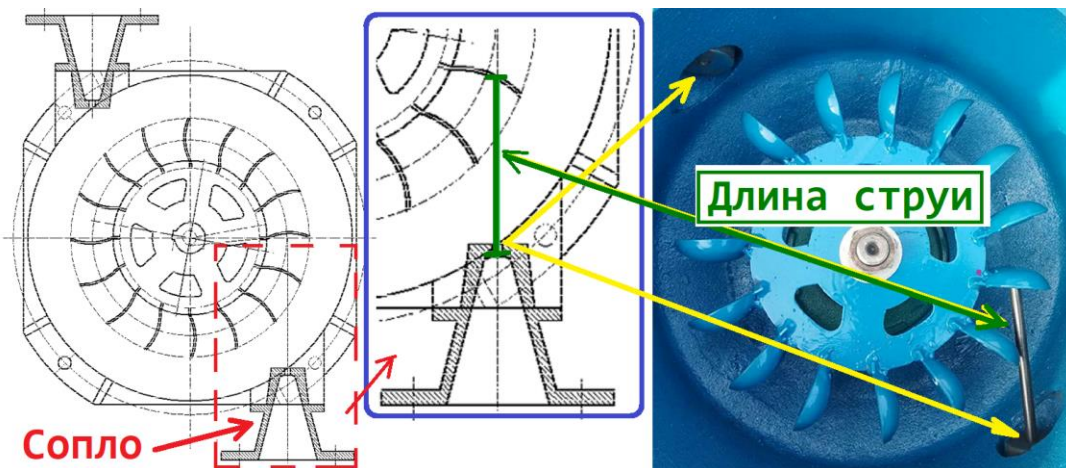


ГЭС это расстояние в метрах между разными уровнями плотины, именно это условие я и «обыграл» методом расчета только избыточного давления, который создает водяной столб спадающей воды. С учетом, что имеется условный минимальный наклон длину водогонного патрубка определил в 50 м, как вертикальный, что обозначает абсолютные значения. Получил следующие данные.

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	Значение	Значение	Источник/Формула
1	Динамическая вязкость воды	η	Па*с	0,0011095	0,0011095	https://anabot.ru/lab/calc/
2	Радиус сопла	R	м	0,00792	0,00925	D/2 вн. Радиуса трубы или сопла
3	Длина потока	L	м	50	20	Длина потока до лопатки
4	Высота водяного столба	H	м	50	20	Перепад высоты уровня
5	Давление в атмосферах	ат	ат	4,84	1,94	1 м (H) равно 0,096781 физическая атмосфера
6	Давление потока	ρ	Па	392253	98061,6	$\rho = (H*9806,38)-98066$
7	Скорость потока в канале	v	м/с	110,88	94,53	$v = \rho R^2/4\eta L$
8	Диаметр турбины внешний	D	м	0,70	0,70	из спецификации или чертежа
9	Диаметр турбины в точке давл.струи	d	м	0,65	0,65	из спецификации или чертежа
10	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,675	0,675	$Dd = (D+d)/2$
11	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	1569	1337	$n = 9550*v/(Dd*1000)$
12	Линейная скорость вращения турбины	$v^*(r)$	м/с	55,42	47,24	$V = ((2 \pi * n)/60) * R$
13	Коэффициент лопатки	c(n)	число	0,001	0,001	В турб. Пелтона с одной форсункой ($\approx 0,001 - 0,15$)
14	Площадь лопатки турбины*	S(n)	м ²	0,01970	0,02687	Спецификация или расчет ($S=\pi R^2$)
15	Удельный вес воды,	$\gamma(\text{вод.})$	Н/м ³	9798,04	9798,04	$\gamma=9798,04$ ($\gamma=\rho*g$)
16	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	30	30	http://vestnik.oshtu.kg/images/Journal/2008-2/prob
17	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	10,2	10,1	$T = F*r$
18	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	1569	1337	1000-1500 по спецификации
19	Коэффициент мультипликации	km*		1,00	1,00	
20	КПД преобразования	кпд		0,80	0,80	0,01-1 (1=100%)
21	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	8,2	8,1	$T(G) = T^*km^*кпд$
22	Электрическая мощность генератора	W	кВт	8,0	8,0	$W = T^*n/9550$

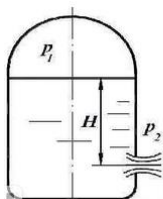
Сразу хочу отметить, что специально я ничего не подгонял, вероятность совпадения 1/1000 и это как раз тот случай и скорее ошибочный. Параметры турбины я рассчитал исходя из дельты оборотов генератора спецификации. Так-же сделал второй расчет, на минимальную высоту водяного столба 20 м из спецификации. Ввел строку (5) перевод давления водяного столба (H, м) в значение технической атмосферы (атм). Как видим скорости лопатки и струи это зависимый результат.

Коэффициент сопротивления лопатки турбины я вложил самый минимальный **0,001**. Его рассчитывать? в *аматорском* варианте, думаю не имеет смысла, больше методом «тыка». Будет больше хорошо, меньше не будет точно. Есть еще один момент который у вас должен вызвать вопрос, радиус потока равный 7,92 мм и 9,25 мм, регулировка системы в зависимости от давления в трубе. Я учел то что есть в описании к системе, диаметр рассчитал. Можно сказать, что подогнал, нет выяснял зависимости для того чтобы рассчитать автономную систему.



Но у нас рассчитанная скорость струи отличается, от значения стандартно рассчитанной по формуле гидродинамики $v = \sqrt{2gH}$ (1), с коэффициентом или без. Если следовать канонам гидродинамики то, при истечении жидкости из открытого резервуара в атмосферу давления на поверхности забора и выходе из канала на турбину равны давлению 1 атм. ($p_1=p_2=p_{\text{атм}}$), формула для скорости потока v будет иметь вид (1). Если пробовать рассчитать установку мини-ГЭС, по традиционным правилам, где $H = 50$ м, то $v = 31$ м/с, для достижения результата генерирования 8 кВт, при частоте вращения турбины и ротора генератора, в интервале 1000-1500 об/мин, нам потребуется сечение напора 100 мм (0,1 м) и адекватная площадь лопатки. Даже если мы разделим поток на два канала (как на схеме), все равно это диаметр сечения 50 мм, что значительно больше, чем на схеме и фотографии турбины. Делаем вывод, что в данном случае применяется другой, метод расчета скорости струи.

В гидродинамике есть еще одно положение, при истечении из малого отверстия в тонкой стенке, при постоянном напоре, скорость v и расход Q жидкости, определяются по формулам:



$$v = \varphi \sqrt{2g \left(H + \frac{p_1}{g} - \frac{p_2}{g} \right)},$$

Формула №1

$$Q = \mu S \sqrt{2g \left(H + \frac{p_1}{g} - \frac{p_2}{g} \right)},$$

Формула №2

где μ , φ – коэффициенты скорости и расхода; S – площадь отверстия; H – геометрический напор над центром тяжести отверстия; p_1 – давление на свободной поверхности жидкости ($p_1 > p_{\text{атм}}$); p_2 – давление в среде, в которую происходит истечение ($p_2 = p_{\text{атм}}$). В первой формуле нужно выяснить коэффициент – φ (скорости) и какое значение



p_1 , над поверхностью жидкости верхнего уровня напора H . Коэффициент скорости ϕ , находится через коэффициент ξ , потерь местного сопротивления и коэффициент α кинетической энергии по формуле:

$$\phi = 1/\sqrt{(\alpha + \xi)}$$

Физический смысл коэффициента скорости ϕ представляет собой отношение действительной скорости u истечения к скорости истечения идеальной $u(\text{расчетной})$, т.е. $\phi = u/\sqrt{2gH}$ или $u / u(\text{расчетной})$.

Если отверстие истока полностью заполненное, традиционно принимают за 1. Примем временно, это значение равным 1.

Определимся с давлением P_1 . Очевидно, что забор воды происходит на определенной глубине водоема, и точно не со дна.

К примеру, забор происходит из водоема на высоте, где нет явного течения. Заборная горловина погружена на глубину 0,8 метра.

Гидродинамика на этот счет определяет давление воды на глубине: Гидростатическое давление жидкости на глубине h с силой давления на свободную поверхность $p_{\text{атм}}$, ($p = p_{\text{атм}} + \rho gh$)

$$P_1 = 98066 \text{ Па} + (1000 \text{ кг/м}^3 * 9,8 \text{ м/с} * 0,8 \text{ м}) = 105906 \text{ Па}.$$

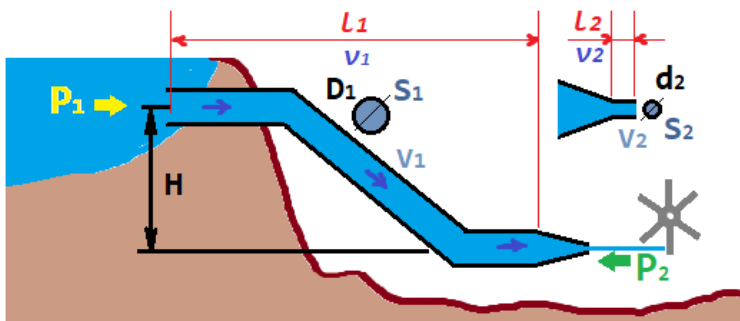
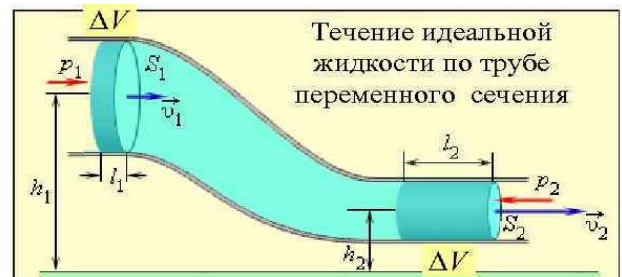
Вводим данные в **Формулу №1**, получаем результат: $u_{\text{струи}} = 129,07 \text{ м/с}$, перепад давлений составил 7840 паскалей (0,077 атм).

Я решил проверить работу формулы при избыточном давлении в 1,1 атм (0,1 атм. изб.) и $H = 0,001 \text{ м}$ результат получил $u_{\text{струи}} = 140 \text{ м/с}$. Делаем вывод, что значение H (в, метрах) в данной формуле не критично, а основным является перепад давлений, что невероятно.

Разберем еще один вариант получения ускорения скорости струи, через конусное сопло. Этот случай относим к течению идеальной жидкости по трубе переменного сечения.

За промежуток времени Δt жидкость в трубе сечением S_1 переместится на $l_1 = u_1 \Delta t$, с сечением S_2 переместится на $l_2 = u_2 \Delta t$. Объем жидкости, протекающий через сечение трубы за время Δt : $\Delta V_1 = l_1 * S_1$; $\Delta V_2 = l_2 * S_2$ и выполнение условия по

Сохранению объема: $\Delta V = l_1 * S_1 = l_2 * S_2$ или $u_1 * S_1 = u_2 * S_2$.





Этот случай можем привести к системе «спадающей» воды из верхнего водоема, через канал и конусное сопло чего нам нужно знать. Зарисуем модель китайской мини-ГЭС: (данные для $H=50$ м, и скорости воды $v_1 S_1 = 31$ м/с. Из правила, сохранения объема чтобы рассчитать скорость в сопле достаточно знать скорость $v_1 = 31$ м/с и сечение трубы, подводимой к соплу, с известным диаметром, можем определить скорость в сопле. Возьмем диаметр подводной трубы за 100 мм ($\varnothing,1$ м) и диаметр сопла 10 мм ($\varnothing,01$ м) рассчитаем сечение по известной формуле ($S=\pi R^2$) и введем в формулу сохраняя пропорцию равенства. $v_2 = v_1 S_1 / S_2 = 31 * 0,00785 / 0,000785 = 3100$ м/с.

Этот результат космический! Не находите, это в 100 раз.

Действительно, возможно данный результат идеальной жидкости, и перепада высоты в 50 м, **но скорее ошибочный**, так как в учебном ресурсе в формулу не введен элемент. Формула определения высоты водяного столба имеет вид: $H = P / \rho g$. (видно, что нахватает в знаменателе параметра плотности - ρ). В реальных условиях с реальной жидкостью нужно учитывать потери сопротивлений и различные коэффициенты, в любом случае перекас большой, а потери измеряются в метрах. Это наглядный случай, что нужно прежде чем ... , изучить предмет, с которым имеешь дело. Мой пример наглядный. И так возможно ли увеличение скорости воды? Мы забыли про задачи в школе, на уроках физики по гидростатике. Пример: само условие задачи, нужно задуматься!

(<http://zadachi24.ru/2019/03/11/gidro-7-165-0-советникова-е-в-гидравлика-спбгуга/>)

7.165 Определить давление p_1 в сечении 1-1 горизонтально расположенного сопла гидромонитора (рис. 3), необходимое для придания скорости воде в выходном сечении 2-2 u_2 , если скорость движения воды в сечении 1-1 u_1 .

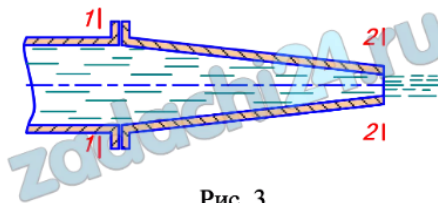


Рис. 3

Таблица № 3

Вариант	Скорость u_1 , м/с	Скорость u_2 , м/с
0	1	10

При этом я произвел расчет, когда разность давлений отсутствует $p_1 = p_2 = p_0 (p_{атм})$, как это приводят в академических учебниках (на поверхность воды $p_{атм} =$ на выходе $p_{атм}$). Выше мы разобрали, что возможен и другой вариант расчета, но для открытых водоемов это неприменимо. Для того, чтобы не гадать и не испытывать грабли



на прочность нужно заглянуть как описывают работу ковшовой турбины и систем гидроэлектростанций используемые напор воды в [академических информационных носителях](#).

К активным турбинам относится ковшовая (турбина Пельтона). Принцип работы ковшовой турбины основан на том, что струя воды, обладающая значительной кинетической энергией, поступает из водовода и воздействует последовательно на ковши рабочего колеса турбины (рис. 11.2). Ковш турбины имеет выступ в виде ножа, который разделяет струю и обеспечивает ее разворот на 180°. При этом создается давление на ковш, приводящее к вращению рабочего колеса.

Скорость струи до воздействия с ковшом обусловлена напором воды H и определяется по формуле

$$v = \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

где $H_{\text{расп}}$ – располагаемый напор, высота от свободной поверхности жидкости до оси погружения сопла (рис. 11.2).

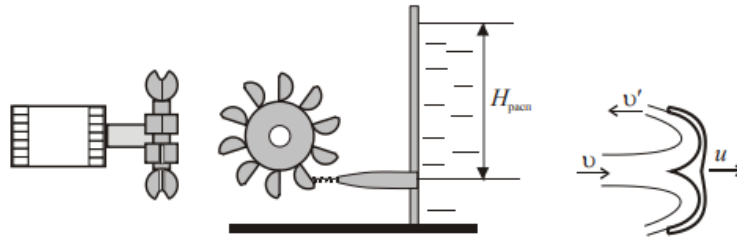


Рис. 11.2. Горизонтальный моноблочный агрегат с односопловой ковшовой турбиной

Установлено, что при скорости движения ковша $u = v/2$ мощность турбины будет максимальной.

$$N_{\text{max}} = \frac{1}{2}Gv^2 = \frac{1}{2}\eta m S \rho (2gH)^{3/2},$$

где G – расход жидкости через сопла, кг/с; η – КПД турбины, m – количество сопел; S – площадь сечения сопла, м²; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Наиболее часто гидравлическую турбину применяют для выработки электроэнергии и присоединяют ее к генератору. Экономичнее не использовать редукторов, поэтому выбирают частоту вращения турбины $n = \omega/(2\pi)$, равную стандартной частоте вращения генератора. Тогда радиус размещения центра ковша рабочего колеса определяется через его линейную скорость вращения:

$$R = \frac{u}{\omega} = \frac{v}{2\omega} = \frac{\sqrt{2gH_{\text{расп}}}}{4\pi n}.$$

Сопло водовода имеет круглое сечение радиусом $r = \sqrt{S/\pi}$, тогда

$$r = \sqrt{\frac{2N_{\text{max}}^{\text{пол}}}{\eta \rho m \pi (2gH)^{3/2}}}.$$

Определяющим параметром ковшовой турбины является отношение радиуса сопла к радиусу турбины. На практике используется колеса с размерами лопасти $r/R = 1/12$, так как при больших размерах лопасти ухудшаются условия их обтекания.



Если расчет скорости нам понятен, и нет необходимости изобретать велосипед, просто повторить то что есть, в академической науке. Зато расчет скорости работы колеса, площади лопатки, очень интересны. Для проверки применимости я ввел данные в таблицу, уже высоту водяного столба поставил минимальную из спецификации к китайской станции: $H = 20$ м. При этом искомые 8 кВт получил, только при коэффициенте сопротивления лопатки = $1,7 \times 10^{-2}$ ($0,0017$ – временно определились значением данного коэффициента, натуральным числом, будем ориентироваться).

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	Значение		Источник/Формула
1	Параметры Сопла	D/R	м/м2	0,04	0,001256	
2	Параметры Водогона	d/r	м/м2	0,1	0,00785	
3	Высота водяного столба	H	м	20		Перепад высоты уровней водоема и сопла
4	Скорость потока из сопла	v	м/с	123,74		$v = v1 \cdot S1/S2$
5	Скорость потока по классике	v	м/с	19,80		$v = \text{КОПЕНЬ}(2gH)$
6	Коэффициент ускорения струи			6,25		
7	Диаметр турбины внешний	D	м	0,80		Рассчитывается
8	Диаметр турбины в точке давл.струи	d	м	0,70		Рассчитывается
9	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,75		$Dd = (D+d)/2$
10	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	1576		$n = 9550 \cdot v / (Dd \cdot 1000)$
11	Линейная скорость вращения турбины	$v^*(r)$	м/с	61,85		$V = ((2 \pi \cdot n) / 60) \cdot R$
12	Коэффициент скорости струи и лопатки			2,00		соотношение скорости лопатки к ск. Струи
13	Коэффициент лопатки	c(n)	число	0,017		В турб. Пелтона с одной форсункой ($\approx 0,001 - 0,15$)
14	Площадь лопатки турбины*	S(n)	м^2	0,00502		Спецификация или расчет ($S = \pi R^2$)
15	Удельный вес воды,	$\gamma(\text{вод.})$	Н/м^3	9798,04		$\gamma = 9798,04$ ($\gamma = \rho \cdot g$)
16	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	164		http://vestnik.oshtu.kg/images/Journal/2008-2/prob
17	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	61,3		$T = F \cdot r$
18	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	1576		1000-1500 по спецификации
19	Коэффициент мультипликации			1,00		
20	КПД преобразования	кпд		0,80		0,01-1 (1=100%)
21	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	49,1		$T(G) = T^* \cdot km^* \cdot \text{кпд}$
22	Электрическая мощность генератора	W	кВт	8,1		$W = T^* \cdot n / 9550$

Диаметр сопла в значении 40 мм, при делении на две струи, примет значение 20 мм, что визуально возможно, что изображено на фотографии. Вот выбранная на ebay турбина. нам не подошла. Для выполнения соотношения скоростей v_2/v_1 (струя/лопатка), необходимо было увеличить диаметр турбины до 0,8 метра. КПД преобразования я взял 0,8 за основу, доверяясь академическим источникам.

Данный метод представляется вполне логичным. Для проектирования мини-ГЭС, с выбросом струи воды, через коническое сопло, на ковшовую лопатку гидротурбины. В *аматорском* варианте вполне годится. Остается только вопрос коэффициента лопатки, и при использовании лопатки по типу Пелтона, данный коэффициент может быть и больше. (Таблица для расчета, имеется в Приложении Экель).

Мы же идем дальше, нас интересует истечение воды из емкости под давлением. Цель использовать фактор скорости струи для

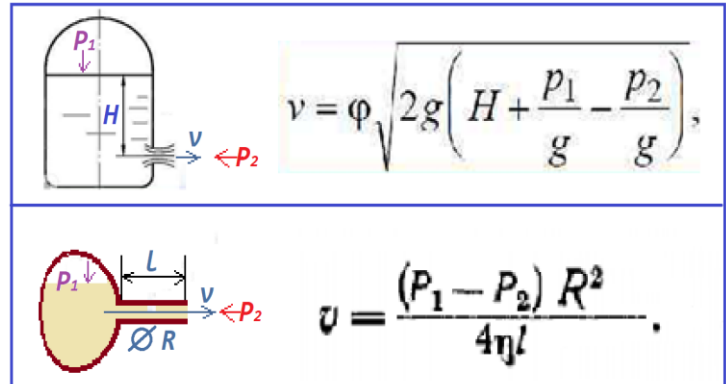


получения вращения турбины в замкнутой системе. Разбираемся дальше, у нас есть материал для анализа и поиска решения. Данный

Вперед мой читатель, мы проектируем самоходную ВЕДРОГЭС!

Рассмотрим еще раз, структуру наших формул, оперирующих разностями давлений внутри ёмкости и на выходе истекающей струи.

Обе формулы уже пытались применить, нужно разобраться. Первая формула, взята из академических [выкладок по гидростатике](#). Именно из неё, как утверждается, выводится формула скорости потока, с учетом «высоты водяного столба» по формуле: $H = P/\rho g$, что соответствует действительности с ней и будем работать. (а то что предлагает ресурс имеет ошибку)



$$v = \sqrt{2g \left(H + \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{P_2}{\rho g} \right) \right)} \quad v = \sqrt{2gH + H_1 + H_2}$$

Вторая формула (по наводке физика-теоретика) взята из Первого тома Общего курса физики (2005г. Ред. Сивухина). Данная формула больше теоретическое обоснование, для ламинарного потока жидкости. В отличии от первой формулы, она учитывает расстояние водовода, его радиус, вязкость жидкости, разность давлений.

$$v = \frac{(P_1 - P_2) R^2}{4\eta l}$$

Расчет логичнее сделать на диаметр и длину трубы к соплу. После получения скорости потока, рассчитать скорость струи в зависимости от диаметра сопла. Пробуем, два расчета скорости, по 2-й формуле основной, по 1-й контрольный. У меня вызывает только одно, нужно искать ошибку. К сожалению вторую формулу в таком виде применять на практике не получается.

Проведя изучение еще раз, возможных методик расчёта, в открытом доступе таковых не обнаружил. Основа всех расчетов – это объемы перекачки, если, к примеру, в наш расчет подставим длину канала (5) равной 10 м, скорость воды в трубе будет рассчитываться как - 2,31 м/с, а скорость из сопла - 9,23 м/с. Вполне сопоставимо, с реалиями водопроводов. Вот такая нехитрая особенность, физик теоретик не случайно в ответе поставил значение ($\approx 1,8$ м/с) не



разобравшись в полученном результате, переместил запятую, посчитав полученное значение за ошибку ввода данных, а ведь его исходное значение 1 МПа это 9,8 атм.

Остается вопрос правильного расчета потерь. Которые нужно просто отнять от высоты вод.столба, или применение конструктивных особенностей, при которых этими потерями можно пренебречь.

Расчеты из доступных источников по калькуляторам:

- (1) Калькулятор расхода воды через сопло.
- (2) Калькулятор потерь напора (имеет показатель м/с)
- (3) Онлайн калькулятор, скорости воды (м/с)

С помощью первой формы определяем, расход воды через сопло, берем диаметр сопла равный диаметру водонапорного канала (к примеру 16 мм) и рассчитываем различный объем воды 1,1 атм-10 атм.

По второй формуле рассчитываем потери в метрах. Сопоставимые с Н, и ориентировочно скорость потока. Данную скорость сравниваем со скоростью во втором калькуляторе.

Получается, что потери при увеличении давления растут квадратично. А главное наши 1,05 атм никак не могут выдать рассчитанный ранее результат. Выходит, грубая ошибка.

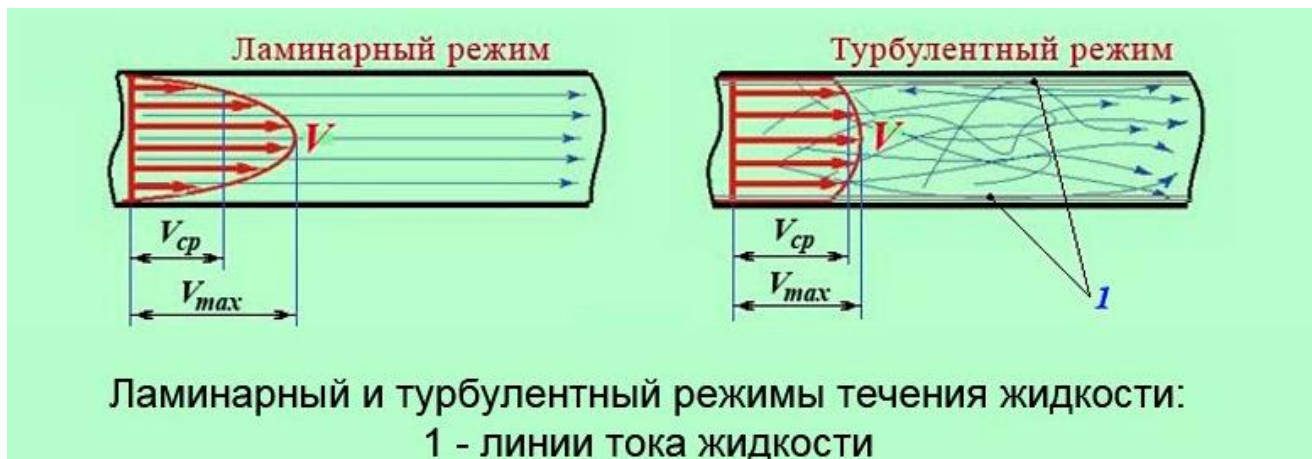
Бесспорно, в открытых гидроэлектростанциях используется фактор земного тяготения. Но также, особенно в мини-ГЭС, где вода сбрасывается по трубе большего сечения, присутствуют потери. Их необходимо учитывать. Все равно должен быть способ найти решение. Разбираемся с потерями в водогонных магистралах. Думаю, это не так просто, как математическое моделирование в лоб. Нам нужно предметно изучить, что академическая наука изложила о потерях.

Если расчеты гидростатики для реальных жидкостей строятся на основе учета потерь, сопротивлений нам необходимо уточнить данный вопрос. Нужно обязательно изучить сопротивления и потери напора.

Основные виды сопротивлений

Линейные сопротивления – это гидравлические сопротивления, вызываемые трением слоев жидкости друг о друга и о внутреннюю поверхность трубы. Они распределяются по всей длине потока равномерно и зависят от скорости движения жидкости, ее физических свойств (плотность, вязкость) и характеристик трубопровода (длина, внутренний диаметр, шероховатость стенок труб).

Местные сопротивления – гидравлические сопротивления, вызываемые локальным изменением скорости потока по величине и направлению. В местных сопротивлениях (всасывающие сетки, задвижки, соединительные головки, разветвления и т.д.) происходит, отрыв струи от стенок, образование вальцовых областей с возвратным течением, пульсации скорости и давления, сильно деформируются эпюры осредненных скоростей.

Ламинарный и турбулентный режимы течения жидкости.

Под режимом течения жидкости понимают кинематику и динамику жидких микрочастиц, определяющую в совокупности структуру и свойства потока в целом.

Режим движения определяется соотношением сил инерции и трения в потоке. Причем эти силы всегда действуют на жидкие макрочастицы при их движении в составе потока. Хотя это движение может быть вызвано различными внешними силами, к примеру, силами гравитации и давления. Соотношение этих сил отражает **критерий Рейнольдса**, которое является критерием режима течения жидкости.

При низких скоростях движения частиц жидкости в потоке преобладают силы трения, числа Рейнольдса малы. Такое движение называется ламинарным.

При высоких скоростях движения частиц жидкости в потоке **числа Рейнольдса** велики, тогда в потоке преобладают силы инерции и эти силы определяют кинематику и динамику частиц, такой режим называется турбулентным

А если эти силы одного порядка (соизмеримы), то такую область называют - область перемежания.

Если просто, то в турбулентном режиме происходит перемешивание различных слоёв течения жидкости. Основной ток движения жидкости по направлению течения смещается к стенкам. Если провести аналогию с током в проводе в электродинамике/электромеханике,

Поверхностный эффект, скин-эффект – эффект уменьшения амплитуды электромагнитных волн по мере их проникновения вглубь проводящей среды. В результате этого эффекта, например, переменный ток высокой частоты при протекании по проводнику распределяется не равномерно по сечению, а преимущественно в поверхностном слое.

Тогда турбулентный режим течения жидкости – это аналогия скин-эффекту в электродинамике. Не учитывать его нельзя, все наши «непонятки» очень может быть именно из-за не учёта данного эффекта.

Число Рейнольдса определяется следующими соотношениями:

$$Re = \frac{\rho v D_{\Gamma}}{\eta} = \frac{v D_{\Gamma}}{\nu} = \frac{Q D_{\Gamma}}{\nu A},$$

- плотность среды, (ρ) кг/м³;
- характерная скорость, (v) м/с;
- гидравлический диаметр, (D_{Γ}) м;



- динамическая вязкость среды, (η) Па·с или кг/(м·с);
- кинематическая вязкость среды (ν), м²/с;
- объемный расход потока, (Q) м³/с;
- площадь сечения канала, например-трубы, (A) м².

Гидравлический диаметр для трубы круглого поперечного сечения, полностью (без пустот) заполненной жидкостью:

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = D$$

То есть, для круглого сечения гидравлический диаметр равен геометрическому диаметру. Если рассмотреть формулу числа Рейнольдса, мы можем именно по ней рассчитать объемный расход потока (Q , м³/с) и характерную скорость воды (ν , м/с). Но опять же, если мы будем моделировать водопровод под давлением. Все расчеты нас опять загонять в потери, которые рассчитываются колоссальные.

Будем думать, есть четкие параметры оценок иссечения жидкости из резервуаров, все они строятся по принципу самотека (при равности давлений над поверхностью жидкости в сосуде и на выходе) Течение жидкости в трубах нам не интересно, по причине больших сопротивлений в турбулентном режиме эксплуатации. Будем искать решение.

Вернемся к базовым формулам, по которым рассчитываем скорость потока воды. Водопровод оставим, так как там свои потери.

Формула при разности давлений из которой выведена скорость сброса воды с плотин или по водоводам к турбинам.

Найдем еще один источник, описывающий истекание жидкостей.
Читаем:

В инженерной практике скорость V и расход жидкости Q через отверстия и насадки определяют по формулам

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} \quad (7.1)$$

где φ - коэффициент скорости, учитывающий снижение скорости за счет гидравлического сопротивления отверстия или насадка и представляющий отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости;

H - напор истечения;

ω - площадь отверстия или выходного сечения насадка;

μ - коэффициент расхода, связанный с другими коэффициентам истечения соотношением



$\mu = \varphi \varepsilon$ откуда видно, что μ учитывает снижение расхода, вызываемое гидравлическими сопротивлениями и сжатием струи.

В общем случае коэффициенты истечения μ , φ , ε зависят от числа Рейнольдса. При развитом турбулентном режиме истечения (при $Re > 10^5$) численные значения коэффициентов становятся постоянными и равными:

для малых круглых отверстий в тонкой стенке: $\varphi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$; $\mu = 0,9 \cdot 0,64 = 0,62$;

для внешнего цилиндрического насадка: $\varphi_n = 0,82$; $\varepsilon_n = 1$; $\mu_n = \psi_n = 0,82$

Все реально, для значений вытекающей жидкости самотеком под давлением массы воды и сил тяжести, на основе формулы расчета скорости воды с учетом H - столба водяного напора. Рассчитаем скорость для истекания жидкости из резервуара с $H = 3$ м и 10 м, с внешним цилиндрическим насадком.

$$v = \varphi \sqrt{2gH} = 0.82 * \sqrt{2 * 9,8 * 3} = 6,5 \text{ м/с (при } \varphi=1 \text{ } v=7,8 \text{ м/с)}$$

$$v = \varphi \sqrt{2gH} = 0.82 * \sqrt{2 * 9,8 * 10} = 11,9 \text{ м/с (при } \varphi=1 \text{ } v=14 \text{ м/с)}$$

Замечательно, не вызывает ни каких сомнений, имеем потерю скорости, на значение коэффициента.

Неужели в академических учебниках нет ничего по истечению жидкости из сосуда под давлением? Ищем

Находим: [Ресурс справочник химика 21](#)

Представим себе сосуд, наполненный идеальной жидкостью до высоты H . Жидкость вытекает через небольшое отверстие в днище сосуда (рис. I-33, а). Напишем уравнение Бернулли для сечений 1 и 2. Пусть скорость понижения уровня жидкости в сосуде ничтожно мала ($w_1=0$), а давления над зеркалом (p_1) и в выходного отверстия (p_2) одинаковы; тогда уравнение Бернулли (I-68) приводится к виду:

$$z_1 = z_2 + \frac{w_2^2}{2g} \quad (I-155)$$

Разность высот уровней $z_1 - z_2$ равняется высоте H жидкости в сосуде. Учитывая это, получим:

$$w_2 = \sqrt{2gH} \quad (I-156)$$

Скорость истечения w_2 зависит только от высоты (напора), но не от формы сосуда. Дно сосуда может быть расположено и выше выходного отверстия (рис. I-33, б).

Рис. I-33. Истечение жидкости.

Такое устройство является примером автоматически действующего пульсационного аппарата. При поступлении жидкости сверху в сосуд он будет наполняться до тех пор, пока уровень (зеркало) жидкости не достигнет колена трубы. При этом труба заполнится и жидкость быстро вытечет из сосуда.

Скорость истечения идеальной жидкости из небольшого отверстия в стенке сосуда при постоянном уровне жидкости и $p_1 = p_2$ также можно определить по формуле (I-156).

Если формулу (I-156) умножить на f — площадь выходного отверстия, то значения ожидаемого объемного расхода мы не получим, так как необходимо учесть сужение потока на выходе из отверстия. Явление это учитывается коэффициентом φ :

$$V = \varphi f \sqrt{2gH} \quad (I-157)$$

Величина коэффициента φ зависит от рода жидкости и профиля выходного отверстия. Для истечения жидкости из острого отверстия в стенке сосуда $\varphi = 0,611$ (можно вывести теоретически). Для других профилей $\varphi = 0,57 \div 1,0$.

Истечение жидкости под давлением

Истечение жидкости из закрытого сосуда может происходить под действием давления сжатого воздуха на поверхность жидкости, как это, например, имеет место в подъемнике, изображен-а

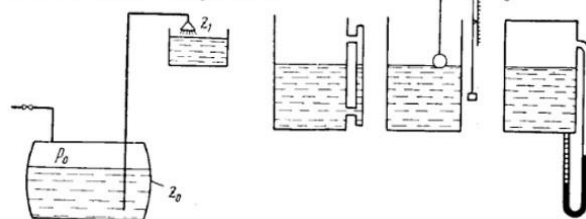


Рис. I-36. Гидравлический подъемник.

Рис. I-37. Указатели уровня жидкости.

ном на рис. I-36. Составив уравнение Бернулли для уровня жидкости в сосуде ($w_0=0$) и уровня выхода жидкости из трубы (обычно расположенного выше), получим:

$$\frac{w_1^2}{2g\alpha_1} = \frac{p_0 - p_1}{\rho g} - (z_1 - z_0) - Z_{0,1} \quad (I-160)$$

Скорость истечения жидкости под давлением зависит от разности давлений $p_0 - p_1$, высоты подъема $z_1 - z_0$ и сопротивлений в трубопроводе $Z_{0,1}$.

Если для сосуда с рабочим объемом $V_{раб}$, занятым протекающей жидкостью, объемный расход равен V , то средняя продолжительность пребывания жидкости в сосуде определится отношением:

$$\tau = V_{раб} / V \quad (I-161)$$

Эта величина имеет особое значение, когда в жидкости происходит химическая реакция.



Вот теперь можем вывести формулу для скорости истечения жидкости из сосуда под давлением - главное, что наши выводы верные.

$$(z_0 - z_1) = H \quad w_1 = \alpha_1 \sqrt{2g \frac{(P_0 - P_1) + (H - Z_{0,1})}{2g\rho}}$$

Чему равен коэффициент Кориолиса?

Диапазон значения $\alpha = (1,05 - 2)$

При ламинарном течение $\alpha = 2$

При турбулентном течение стремится к 1.

Но в расчет принимается 1.05

Чтобы не было ошибки уточняем обозначения в формуле:

$w(v)$ – скорость, м/с;

g – гравитационная постоянная 9,8;

α – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса);

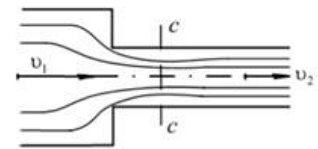
ρ – плотность (объемная масса);

Данная формула результирующая из уравнения Бернулли, истечения жидкостей из сосуда под давлением, полностью подтверждает работу основной формулы, при этом показывает, как вводить результаты расчета потерь. Логически рассчитать коэффициент потерь и учесть в скорости напора что по сути и сделано в академической практике

Внезапное сужение потока

В данном случае происходит внезапное увеличение скорости.

Удара при этом в плоскости перехода сечения не происходит. Но на некотором расстоянии ниже по течению происходит сжатие струи (сечение $c - c$), а затем переход от сжатого сечения к нормальному. Этот переход можно рассматривать как удар, что и служит причиной потерь напора. Потери напора при внезапном сужении значительно меньше потерь напора при внезапном расширении. Коэффициент ξ здесь зависит от соотношения. Найденные опытным путем значения ξ , приведены в табл. **Значения ξ при внезапном сужении**



w_2/w_1	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ξ	0,45	0,39	0,35	0,38	0,2	0,09	0

Гидравлические потери

Коэффициенты потерь для некоторых местных сопротивлений

Плавное расширение (диффузор) (рис.2.5):

$$\xi_d = \frac{\lambda^2}{8 \sin \alpha / 2} \left(\frac{n^2 - 1}{n^2} \right) + \left(\frac{n - 1}{n} \right)^2 \sin \alpha,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения,
 α – угол конусности, $n = S_2/S_1$ – степень расширения конуса.

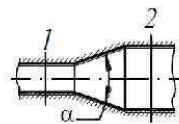


Рис. П2.5

Плавное сужение (конфузор): (рис. 2.6).

(при $\alpha \leq 50^\circ$, можно пренебречь потерями напора на сужение)

$$\xi_k = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha / 2} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2}, \quad n = S_2/S_1.$$

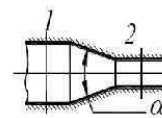
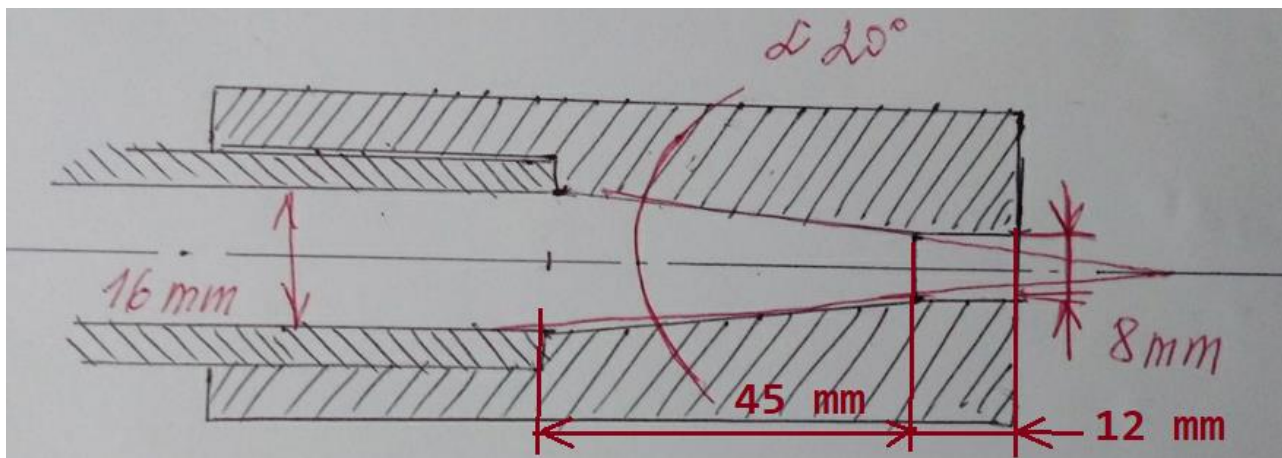


Рис. П2.6

Таким образом, «чертеж» конического сопла из нашего расчета



Хочется проверить возможность постройки подобной системы в замкнутом варианте. Но мы еще не проверили нашу выведенную формулу. Думаю, нужно будет вести два параллельных расчета по традиционной методике, где за H принять условный напор мотора (по рассчитанной скорости уточнять потери напора), и формуле на основе разности давлений. Чтобы рассчитывать нужно представлять для чего.

Предполагаем расположение турбины выберем вертикальное. За основу возьмем автономную систему водопровода в частном доме, с насосом высокого давления, который создает давление в системе. Получилась вот такая система. Правда ввели дополнительный элемент (4) расширительная емкость перед соплом. Так же за расширительной емкостью планируется электромагнитный клапан с соответствующим сечением [пенштока](#).



При проверке формулы для разности давлений возникла необходимость ввода показателей потерь. При этом основным показателем производительности мотора является перекачиваемый объем жидкости. Именно от этого значения эффективно рассчитывать скорость воды.



Пример, Производительность насоса $Q = 1$ литр в секунду, диаметр выходного патрубка 10 мм. По известной формуле легко рассчитать скорость воды в трубе.

Формула расчета скорости воды: $V = 1000 * Q / S$,

где: V - скорость потока, м/с; Q - расход жидкости, л/с; S - площадь сечения, мм².

Рассчитываем площадь сечения трубы: $S = \pi R^2$;

$$S_1 = 3,14 * (10/2)^2 = 78,5 \text{ мм}^2.$$

$$V_1 = 1000 * Q / S = 1000 * 1 / 78,5 = 12,74 \text{ м/с}.$$

Согласно гидростатики, что сто перекачиваемый объем через сопло не меняется, меняется только скорость, просто произвести расчет скорости выброс воды из сопла к примеру $d_2 = 5$ мм:

$$v_2 = v_1 * S_1 / S_2; S_2 = 3,14 * (10/2)^2 = 19,6 \text{ мм}^2.$$

$$V_2 = 12,74 * 78,5 / 19,6 = 51 \text{ м/с}$$

Соответственно уменьшилось и сечение напора струи по отношению к сечению напора воды в трубе, но расход не поменялся.

Разберемся еще раз с давлением. Если для природного напора воды 10 м это 14 м/с скорость падения:

$$v = \sqrt{2gH} = \text{КОРЕНЬ}(2 * 9,81 * 10) = 14,00714104 \text{ м/с}.$$

То для насоса это значение будет в значении $H = 20$ метров.

Со всем эти столкнулись раньше. Потому более не наступаем на грабли. За основу возьмем расчет, который мы провели для ковшовой мини-ГЭС из Китая. Единственное, насос любит сопротивление, по умолчанию будем считать, что насадка-сопло выполняет это условие. По аналогии пожарных наконечников и сопел гидромониторов.

Перед расчетом я проверил и уточнил методику расчета китайской мини-ГЭС. Отработал механизм расчета потерь. Для мини-ГЭС целесообразней применять коэффициенты, предлагаемые академическими источниками. Для расчета работы создания напора насосом, отработал механизм расчёта потерь, по известным формулам. Сразу хочу отметить. что это больше предположения ожидаемого результата, т.к. расчеты производятся для новой трубы. Чем больше сечение, тем меньше потерь на расстояние. Скорость потока начальную до сопла, рассчитывал по традиционной методике, через объем перекачиваемой жидкости, для контроля произвел расчет по формуле сброса жидкости с высоты, и они полностью совпали. Остается все проверить при варианте расчета на ожидаемый результат. Пробуем, я все ввел с электронную таблицу *Эксель*:



№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС	Источник/Формула/Информация	
1	Динамическая вязкость при $t=18^{\circ}\text{C}$	η	Па*с	0,0010539	https://anabot.ru/lab/calc/	
2	Плотность воды 998.6 кг/м ³ при $t=18^{\circ}\text{C}$	ρ		998,6	Ручной ввод или предыдущая форма	
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м ³	9786,28	$\gamma=9798,04$ ($\gamma=\rho*g$)	
4	Ввод показателя давления в системе	P1	атм	2	Ручной ввод	
			Па	202650	101325 Па = 1 атм	
5	Давление в замкнутой системе	P1-P0	Па	101325	Избыточное давление	
6	Длина канала	L	м	0,25	Ручной ввод, расчет	
7	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.м	0,05	0,0019625	Ручной /РАСЧЕТ
		мм	кв.мм	50	1962,5	Труба канала подвода к соплу в первом сечении
8	Диаметр сопла d; S2	м	кв.м	0,015	0,000176625	Ручной /РАСЧЕТ
		мм	кв.мм	15	176,625	Диаметр выходного отверстия сопла
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой H (м) и традиционной формуле						
9	Высота водяного столба (расч. Рез.)	H	м	10,33	$H=P1*0,0001019744288922$	
10	Скорость воды истечения	v(ть)	м/с	14,24	$v=\text{КОРЕНЬ}2gH$ (расчет по напору)	
11	Объем воды, Литры (ь)	л/с	л/ч	27,94	100 593	$q = \pi*d^2*v/4000$
12	Скорость воды в канале	v(ид)	м/с	14,24	$V=1000*Q/S$ (расчет по объему и сечению)	
Расчет потерь напора H (метры) https://students-library.com/library/read/5291-uravnenie-darsi-vejsbaha-dla-rasceta-poter-napora-po						
13	Число Рейнольдса ($Re = \rho*v*d/\eta$)	Re		674552,27	https://www.center-pss.ru/math/raschet-chisla-reinold	
14	Коэффициент шерховатости труб	σ		0,01	0,0000140	http://infobos.ru/str/556.html
15	Коэффициент гидравлического трения	λ		0,015366292	$\lambda=0,11(\sigma/D+68/Re)^{0,25}$	
16	Коэффициент местных потерь	ϵ		0,076831461	https://agpipe.ru/articles/koefficient_sherohovosti_tru	
17	Потери напора разные	hm	hl	0,1	0,8	$h(\text{лин})=\lambda*(L*v^2)/(D^2*g)$
18	Потери напора общие	h(общ); м		0,9	https://zenova.ru/articles/onlayn-kalkulyator-poter-napora	
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
19	Корректировка НАПОРА с потерями	H@	м	9,4	$H@ = H-h(\text{общ})$	
20	Скорость вод в канале	v1	м/с	13,61	$v=\text{КОРЕНЬ}(2*9,8*H@)$	
21	Объем воды, $q = \pi*d^2*v/4000$	Q	л/с	26,71	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.h	
22	Скорость воды в сопле $v2 = v1*s1/s2$	v2	м/с	151,24	расчет пропорцией	
23	Скорость воды в сопле $V=1000*Q/S$	v2	м/с	151,24	https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-trube.h	
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
24	Диаметр турбины внешний	D	м	0,350	из спецификации или чертежа	
25	Диаметр турбины в точке давл.струи	d	м	0,260	из спецификации или чертежа	
26	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,305	$Dd = (D+d)/2$	
27	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	4735	$n = 9550*v/(Dd*1000)$	
28	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	4735	Генератор на одном валу с турбиной	
29	Линейная скорость вращения турбины	v*(r)	м/с	75,59	$V = ((2 \pi * n)/60) * R$	
30	Коэффициент скорости струи и лоп.			2,00		
31	Коэффициент лопатки	c(n)	число	0,08	В турб. Пелтона с одной форсункой ($\approx 0,001 - 0,01$)	
32	Площадь лопатки турбины*	S(n)	м ²	0,00018	Спецификация или расчет ($S=\pi R^2$)	
33	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	40,376	http://vestnik_oshtu.kg/images/Journal/2008-2/prob_er	
34	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	6,16	$T=F*r$	
35	КПД преобразования	кпд		0,80	0,01-1 (1=100%)	
36	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	4,93	$T(G) = T*km*кпд$	
37	Электрическая мощность генератора	W	кВт	2,44	$W = T*n/9550$	

Я аж присвистнул, когда удалось поучить результат в 2,4 кВт генерации. При этом высота напора 10 м. В расчете присутствуют традиционные значения и алгоритмы расчетов. Произвел расчет потерь, диаметра турбины, скоростей, объемов, сечений и прочего по методикам и информации из различных источников. Сразу хочу отметить, в своей практике я гидростатикой не занимался, разве в школе, которую закончил еще в 1983 году. Единственный коэффициент сопротивления лопатки ввел в значении 0,08. Так же уточнив расчет китайской мини-ГЭС, с учетом потерь и уточнения расчетов получил этот коэффициент в значении 0,08, его и использовал. Уточненный



расчет по мини-ГЭС с перепадом высот в приложении с примером расчета данной мини-ГЭС.

Долго радоваться не пришлось. Расчет по подбору насоса обнулил все ожидания. Чтобы получить такой результат необходимо обеспечить перекачку воды в объеме 100,5 тыс.л/час (100 м³/ч). Скорость – это хорошо, но по кругу запустить такой массив воды, довольно непростая задача. К примеру промышленный насос 2,2 кВт для перекачки воды имеет показатель 36 м³/ч (36 тыс.л/час), то есть таких насосов нужно три, это уже 6,6 кВт против 2,4 ожидаемых.

Даже если, у Джеймса Харди (James Hardy) получилось запустить генератор для получения 100 ватт, зажечь лампочку, откуда у него энергия для насоса. Есть только один способ увеличения скорости струи с соответствующим объемом. Это давление. Но тут еще и вопрос разрушений от скорости воды в струе.

Мечтать можно, но это вопрос изучения. Нужны эффективные насосы, другая жидкость МАСЛО к примеру, ведь домкраты на масле.

Кроме воды, несжимаемой жидкостью считается масло. Но ее вязкость по сравнению с водой имеет совсем другие показатели. Так же придется повышать температуру, по причине большей вязкости чем у воды. Непонятны параметры струи. К примеру масло моторное имеет динамическую вязкость при температуре 100°C = 0,00885 Па*с и вода при температуре 20°C = 0,001004 Па*с. При этом вода не горит. Но за то масло может работать при больших параметрах давлений. Так, у известного российского автомобиля «Lada Priora» на холостом ходу нормой считается 196,2 кПа, то есть около 2 бар, а при 5 400 оборотах в минуту нормой является 4,5–6,5 бар. Этот уровень считается максимальным для автомобиля. Если 1 бар = 0,99 атм. Можем определить, что рабочее давление соответствует 3 атм. Рабочая температура масла более 90°C (и больше 100°C).

Насосы для масла – это отдельная тема, но это уже совсем другая линейка избыточных давлений. Ознакомится с видами и особенностями можно по публикации [ГИДРОНАСОСЫ](#) (небольшой обзор гидронасоса)

2.4 Роторно-винтовые насосы.

Еще одной разновидностью шестеренного насоса можно считать винтовые насосы. Их рабочие элементы можно представить, как косозубые шестерни с количеством зубьев равному числу заходов винтовой нарезки. Главным преимуществом этих насосов является равномерность подачи и как следствие низкий уровень шума. Достоинством насоса также является его способность перекачивать жидкости с твердыми включениями. Давление, развиваемое насосом может составлять до **20МПа**. Частоты вращения до 1500 об/мин.



Ввиду сложности изготовления данного типа насосов, они не получили широкого распространения и применяются лишь в специфических гидросистемах. Существуют двух (рис. 20) и трехвинтовые (рис. 21) конструкции насосов.



Рис. 20



Рис. 21

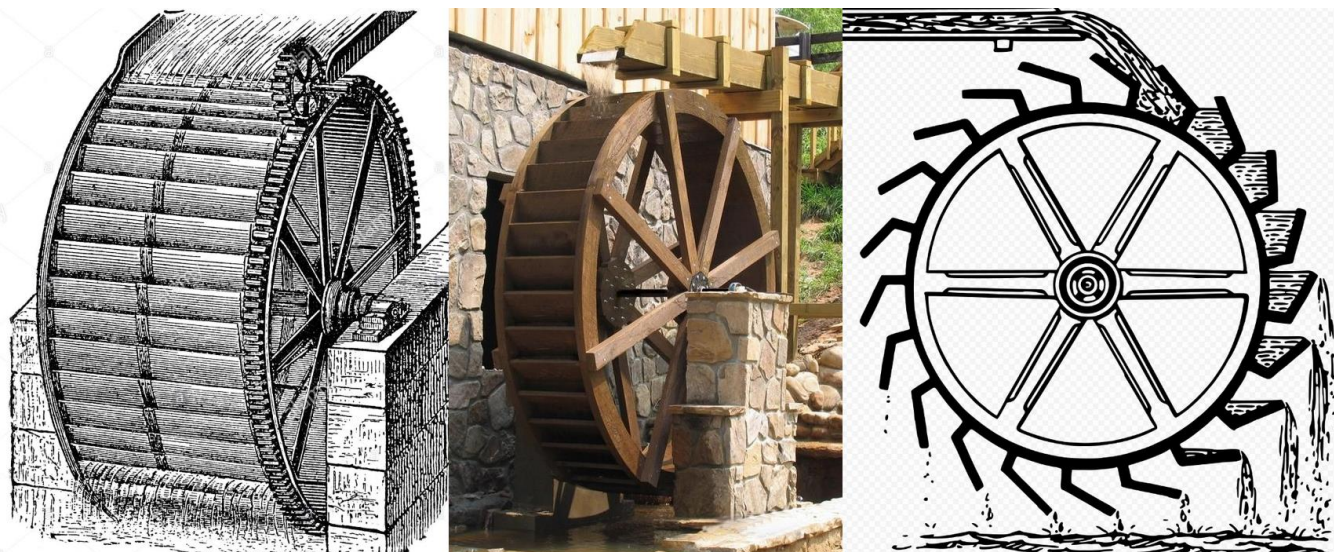
20 МПа это избыточное давление равное 197атм. Это совершенно другой уровень конструкции. Теперь ясно, что мог использовать Т. Капанадзе, в своем автономном гиро-генераторе. [Ссылка на ролик ЮТУБ.](#)

Если есть водная турбина, турбина на пару, почему не может быть турбины на масле к примеру. Почему нельзя использовать скорость масляной струи. А возможно и какой-то другой способ получить момент силы на валу. Я же просто затронул данную тему, но это уже не гаражное исполнение, а серьезные инженерные изыскания. Закономерность прослеживается, при увеличении давления на входе сопла, увеличивается объем перекачиваемой жидкости, при этом увеличивается скорость струи из сопла. Если прикинуть на базе готовой таблицы, взять масло МС-40 динамической вязкостью при температуре 100°C – 0,0085 Па*с, плотностью при этой же температуре равной 847 кг/м³ при давлении 20 МПа (\approx 20 атм) и диаметре (канал/сопло) 20/8 мм, длине канала с соплом из насоса 80 мм, расчет показывает возможность получения 8 кВт. Объем перекачиваемой жидкости составит 70 тыс.л /мин. Так что вероятно гидрогенератор Тариеля Капанадзе совсем не миф.

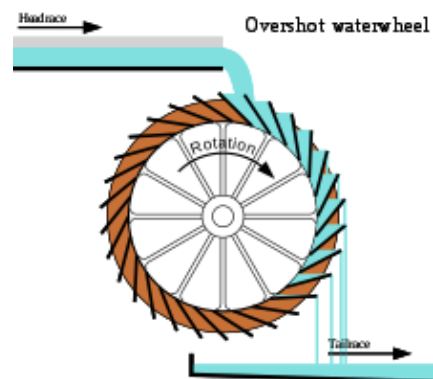
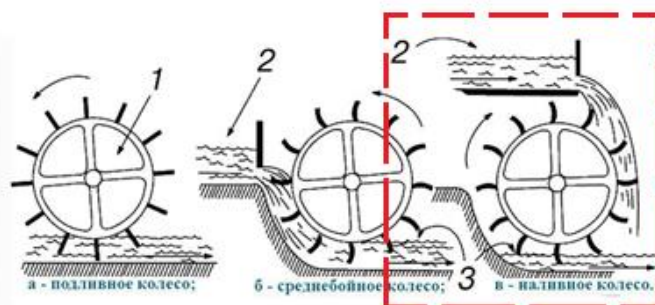


Вода, более доступная, более безопасная и менее технологичная среда. А все ли мы используем по полной. Многие жалуются, нет реки, нет водопада нет ... танцора тоже нет - силы гравитации утянули к его к центру земли. Шутка конечно, просто нужно искать решение.

Рассмотрим еще одну весьма оригинальную идею. Сила тяжести, или по *моднѐму*, силы гравитации [$F = mg$]. В Древности одним из распространѐнных приводов было [водяное колесо](#).



Я специально подобрал рисунки, фотографию и схему наливного колеса. Существует их три типа: Подливное (которое просто устанавливается в русло реки); среднебойное (для которого, на реках устраивались плотины); и наливное (на колесо отводился поток воды из водоема верхнего уровня). В различных источниках можно встретить различную информацию по эффективности данных колес. Оценка интересующего нас колеса: **Верхнебойное (наливное) вертикальное колесо с горизонтальным валом. Вода бьет вблизи верха колеса с валом, таким образом, что оно вращается в направлении течения. Движущие поверхности – черпаки. Вода – малый объем, значительная высота падения. КПД – 80-90%.**



В этом колесе, напор и сила тяжести складываются, при слабом напоре работает ещё сила тяжести воды, которая находится в черпаках до слива в нижний уровень.

Я в нескольких публикациях выложил вот такую картинку-схему, которая у многих вызывает недоумение, а у специалистов с дипломом, но без идей, жесткую неприязнь.

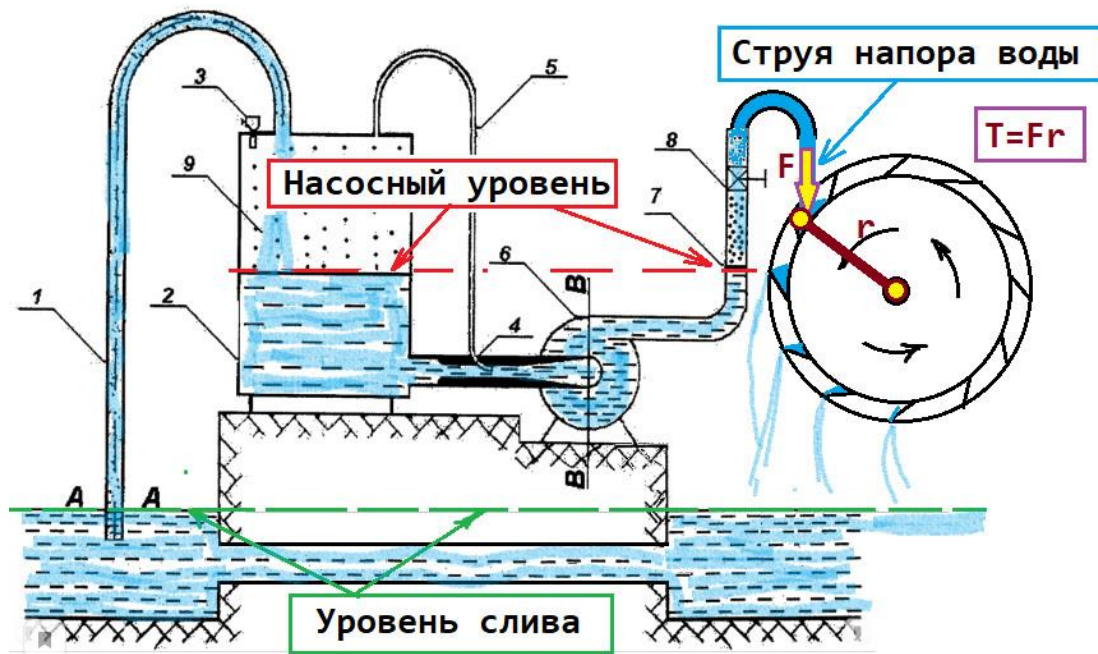


Рис. Гидро-подача АС-ГЭС «МЕЛЬНИЦА»

Самое интересное что, получив в предыдущем образце отрицательный результат, для меня не значит, что это невозможно. Я всегда верю цифрам, основанных на расчетах. В данном случае кроме гидростатики в данной модели еще нужна информация о вращательном движении ([Вращательное движение. Кинематика и динамика](#))

Расчет момента силы на валу мы уже производили, он будет такой же. Пробуем «рассчитать-собрать» расчетную таблицу и пробуем оценить возможности.

Естественно я не буду сейчас описывать все перипетии как я это делал. Сразу хочу сказать, что пришлось вывести несколько коэффициентов.

Проблемы наливного колеса, это хоть большая скорость потока, но малый объем «перекачиваемой» воды. Отсюда их делают с большим диаметром. То есть сила меньше, радиус больше и соответствующий момент силы. Данные колеса интересны еще тем, что они навесные, не погруженные нижней кромкой в полость воды. Не испытывают торможения от плотности воды. Скорость вращения таким образом выше. Но главное мы запускаем в работу силу тяжести.

В проекте Автономной Самоходной ГЭС «МЕЛЬНИЦА», работают два интересных условия, скорость «реактивной» струи воды из сопла нагнетающей установки водо-подачи и сила тяжести воды.

Помните формулу $E=mc^2$, Энергия равна произведению массы на скорость в квадрате. Но не всегда масса и скорость используется в полную меру. Задолго до Эйнштейна формулу $E=kmc^2$ вывел Генрих Шрамм (1872), которая, по его предположению, связывала плотность массы и

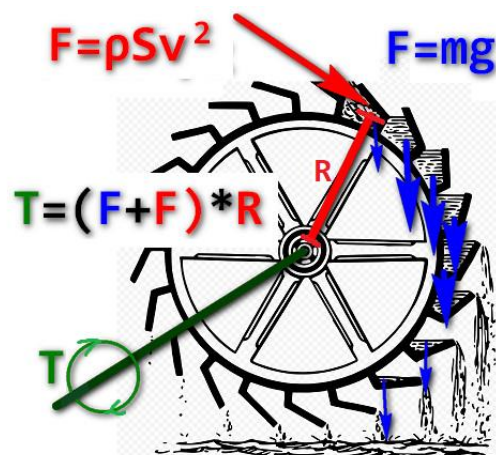


энергии гипотетического светоносного эфира. Впоследствии эта зависимость была строго выведена, без какого-либо коэффициента k и для всех видов материи.

Простой пример не связанный с данными формулами, но все же. Объем жидкости (воды) истекающей через водоканал к турбине, китайской мини ГЭС (8 кВт) рассчитывается в объеме 661 м³/час. Неслабо, правда. Сразу можно вопить церберам из комиссии по лженауке (*в РАН есть такая комиссия*) и тыкать всем, что мы искатели занимаемся мистификациями, популизмом и вредностями всякими.

Вторая цифра из результатов расчета АС-ГЭС «МЕЛЬНИЦА», для самоходного производства электроэнергии оценивающийся в 13 кВт, отдаваемой мощности потребителю, требуется перекачать 139,9 м³/час, при этом общая ожидаемая мощность генерации ожидается в 21,8 кВт, из этой мощности 8,8 кВт *съедают* насосы водо-подачи. Невероятно скажете вы, невероятно скажу я вам! Почему господа инженеры с дипломами, до сих пор не обуздали на современный лад это древнее водное колесо. Повторюсь еще раз, тех кто оплачивает их существование не заинтересованы в данных конструкциях.

Концепция АС-ГЭС «МЕЛЬНИЦА» проста, объединяем Силу скорости струи водо-подачи с силой тяжести воды в черпаках. Сила, сечение, скорость воды в струе обеспечивает частоту вращения колеса и подачу достаточного объема воды Q (м³) $F = \rho S v^2$, а сила тяжести воды $F = mg$ в черпаках мощность на валу колеса. Масса $[m]$ - это характеристика тела, являющаяся мерой гравитационного взаимодействия с другими телами. Объем $[Q]$ - это количественная характеристика пространства, занимаемого телом, конструкцией или веществом. Плотность $[\rho]$ - это физическая величина, определяемая как отношение массы тела к объему тела. Взаимосвязь объема и массы определяется простой математической формулой: $m = Q * \rho$ [$Q = m / \rho$], где: Q - объем; m - масса; ρ - плотность. При этом сила скорости передает - скорость, а сила тяжести передает силу формирующую крутящий момент. Вот такой абсолютный, закономерный парадокс. Смотрим, что у меня вышло.





№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	МЕЛЬНИЦА		Источник/Формула/Информация
1	Динамическая вязкость при t=18°C	η	Па*с	0,0010539		https://anabot.ru/lab/calc/
2	Плотность воды 998.6 кг/м3 при t=18°C	ρ		998,6		Ручной ввод или предыдущая форма
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м^3	9786,28		$\gamma=9798,04$ ($\gamma=\rho*g$)
4	Напор водяного столба	H	м	20		Ручной ввод
5	Длина канала	L	м	0,5		Ручной ввод, расчет
6	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.м	0,05	0,0019625	Ручной /РАСЧЕТ
		мм	кв.мм	50	1962,5	
7	Диаметр сопла d; S2	м	кв.м	0,036	0,00101736	Ручной /РАСЧЕТ
		мм	кв.мм	36	1017,36	
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой H (м) и традиционной формуле						
8	Высота водяного столба (расч. Рез.)	H	м	20,00		Согласно данных мотора
9	Скорость воды истечения	v(ъ)	м/с	19,81		$v=КОРЕНЬ{2gH}$ (расчет по напору)
10	Объем воды, Литры (ъ)	л/с	л/с	38,88	2332,52	$q = \pi*d^2*v/4000$
11	Скорость воды в канале	v(ид)	м/с	19,81		$V=1000*Q/S$ (расчет по объему и сечению)
12	Кoeffициент умножения / S кв.м водогон			1,00	0,001963	
13	Литры в секунду / Литры в час			38,88	139 951	
Расчет потерь напора H (метры)						
14	Число Рейнольдса ($Re = \rho*v*d/\eta$)	Re		938483,54		https://www.center-pss.ru/math/raschet-chisla-reinold
15	Кoeffициент шероховатости труб	σ		0,01	0,000140	http://infobos.ru/str/556.html
16	Кoeffициент гидравлического трения	λ		0,015071946		$\lambda=0,11(\sigma/D+68/Re)^{0,25}$
17	Кoeffициент местных потерь	ϵ		0,150719456		https://agpipe.ru/articles/koefficient_sheroховatosti_tr
18	Потери напора местные / линии	hм	hл	0,8	3,0	$h(лин)=\lambda*(L*v^2)/(D^2g)$
19	Потери напора общие	h(общ); м		3,8		https://zenova.ru/articles/onlayn-kalkulyator-poter-napor
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
20	Корректировка НАПОРА с потерями	H@	м	16,2		$H@ = H-h(общ)$
21	Скорость воды в канале	v1	м/с	17,85		$v=КОРЕНЬ{2*g*H@}$
22	Объем воды, $q = \pi*d^2*v/4000$	Q	л/с	35,02		https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v
23	Скорость воды в сопле $v2 = v1*s1/s2$	v2	м/с	34,42		расчет пропорцией
24	Скорость воды в сопле $V=1000*Q/S$	v2	м/с	34,42		https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
25	Диаметр колеса внешний	D	м	3,000		из спецификации или чертежа
26	Диаметр турбины в точке давл.струи	d	м	2,600		из спецификации или чертежа
27	Средний диаметр турбины	Dd	м	2,8		$Dd = (D+d)/2$
28	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	117		$n = 9550*v/(Dd*1000)$
29	Угловая скорость на валу	rpm	об/мин	117		Вращение вала
30	Линейная скорость вращения турбины	v*(r)	м/с	17,20		$V = ((2 \pi * n)/60) * R$
31	Кoeffициент скорости струи и лоп.			2,04		
32	Сечение активной площади лопатки колеса	кв.м	кв.мм	0,0010	1,02	Площадь соприкос. Струи с лопаткой
33	Кoeffициент лопатки	c(n)	число	0,08		
34	Площадь лопатки турбины НАПОРА	S(n)	м^2	0,00001		Спецификация или расчет ($S=\pi R^2$)
35	Сила давления струи на лопатку (напор)	F(n)	Н	0,00034		http://vestnik.oshtu.kg/images/Journal/2008-2/prob_er
36	Крутящий момент от скорости струи	T	Н*м	0,0005		$T = F*r$
36	Объем воды литры в секунду	Qs	л/с	38,88		T = F*r
37	Объем заполнения за/ сек	*		0,80		
38	Факт заполнения сек	Qs	л/с	31,10		
39	Объем воды куб.м	Qk	куб.м	0,03110		
40	Объем в кг	Q*p	кг	31,06		
41	Сила тяжести воды	F	N	304,36		
42	Радиус до средней точки ковша	R(k)		1,40		
43	Скорость ковша	коэф c/k	м/с	0,02	0,378	
44	Момент силы одного ковша	T(1)	Nm	426,10		
45	Количество ковшей заполненных водой ковшей			8,00		
46	Суммарный крутящий момент	T(sum)	Nm	3408,79		
47	Кoeffициент неидеальности работы ковшей	k-T		0,625		
48	Результативный момент силы ковшей с водой		Nm	2130,49		
49	Результативный момент силы КОЛЕСА		Nm	2130,49		
50	Ускорение/торможение вращения вала	кф	об/мин	1,04	122	
51	Обороты колеса / мультипликация	об/мин	1:n	750,00	6,14	
52	КПД преобразования	КПД		0,80		1 кВт электроэнергии = 1,2 кВт механики
53	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	277,4		$T(G) = T*kм*кпд$
54	Электрическая мощность генератора	W	кВт	21,8		$W = T*n/9550$

Сразу вероятно ошарашил, ничего непонятно. Чтобы заинтересовать разбираться, отмечу - результирующая цифра генерации, ожидается в мерности 21,8 кВт, при 750 об/мин вала генератора.



У этой формы есть еще окончание расчетной таблицы подбора перекачивающих моторов, смотрим на нее.

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	МЕЛЬНИЦА		Источник/Формула/Информация
Подбор насосов для перекачки						
	Требуемый объем перекачки	м.куб/ч	л/с	140	139 951	http://filter-ua.com.ua/monoblochnie-nasosi-speroni-v
	мощность /производительность	кВт	л/с	2,2	36 000	
	Суммарная производительность	шт	л/с	4,0	144 000	
	Полная мощность перекачки / Дельта Q			8,8	4 049	
	Полезная мощность	кВт	КПД	13,0	60%	

Для работы установки потребуется соответствующая мощность, и это не бытовые мощности. Подбор произведен из промышленных образцов. Пусть вас не смущает цифра КПД = 60%, это доля генерируемой энергии, которая передается потребителю, так называемый ЛИШОК, от круговорота энергии. Моторы перекачки водоподдачи требуют энергии в мерности 8,8 кВт, что гораздо меньше той что ожидается.

Вернемся к обоснованию, почему такое возможно.

Первая сила формирующая момент силы на валу - **Сила тяжести** – СИЛА, действующая на любое физическое тело, находящееся вблизи поверхности Земли или другого астрономического тела. По определению, сила тяжести на поверхности планеты складывается из гравитационного притяжения планеты и центробежной силы инерции, вызванной суточным вращением планеты. Сила тяжести сообщает всем телам, независимо от их массы, одно и то же ускорение и является консервативной силой. Сила тяжести F (Ньютон), действующая на материальную точку массой m (кг), вычисляется по формуле: $F_{тв}=mg$, где g - это ускорение свободного падения (для планеты Земля = $9,81 \text{ м/с}^2$), а m - масса воды в кг. Все это, следствие закона всемирного тяготения Ньютона. Эта сила в нашем случае основная. Как работает? По условию рычага. Запишем это условие равновесия для однородного рычага где половина ковшей пустых одна масса, вторая половина другая масса плечо равно радиусу колеса: $m_1gR_1 = m_2gR_2$. После налива воды в лотки-ковши, одна сторона колеса станет тяжелее на массу воды в ковшах m_3 с слой тяжести $F=m_3g$, в виду равновесия половин сторон колеса их массы обнуляются, остается только масса воды выводящая из равновесия рычаг колеса - $F=m_3g$.

Но чтобы она возникла, нужно получить эту массу, с ускорением свободного падения. На своем рисунке я написал формулу $F = \rho S v^2$ (сила давления воды на препятствие). Мы взяли формулу от профессионалов, где учитывается разности скоростей деленное на ускорение свободного падения, умноженного на два. Это

$$F_{\text{лон}} = \frac{c_{\text{лон}} S_{\text{лон}} \gamma_{\text{вод}} (v_n - v_{\text{лон}})^2}{2g}, \text{ Н}$$

условие, которое рассчитывает значение высоты водного столба $[H=(v^2-v_0^2)/2g]$ т.е.

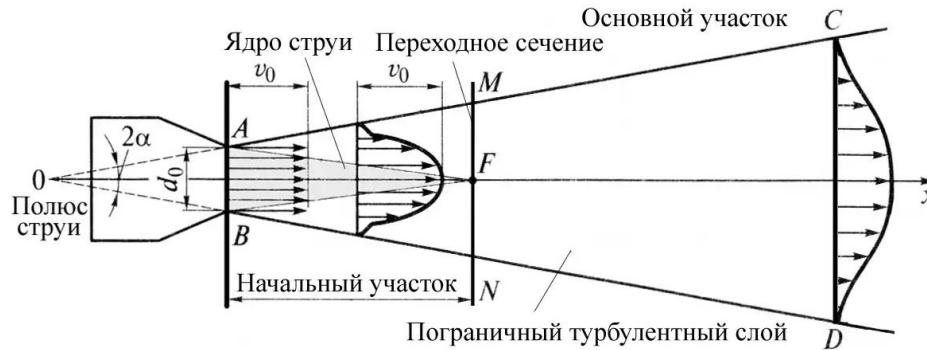
результатирующей скоростей $H = v^2/2g$. [из закона равновесия или ЗСЭ кинетическая энергия тела $T = mv^2/2$, далее выводим через пропорции

равновесия: $[mgh = mv^2/2]$ $[2gh = v^2]$ $[h = v^2/2g]$. Следуем далее, удельный вес воды γ , сечение струи (сечение лопатки) – S, в м² и коэффициент лопатки и собственно сила F в ньютонах: $F = \rho S$ [Единица давления - 1 Н/м²]. Таким образом, [1 Па = 1 Н/м²]. Удельный вес воды в данной формуле учитывается в



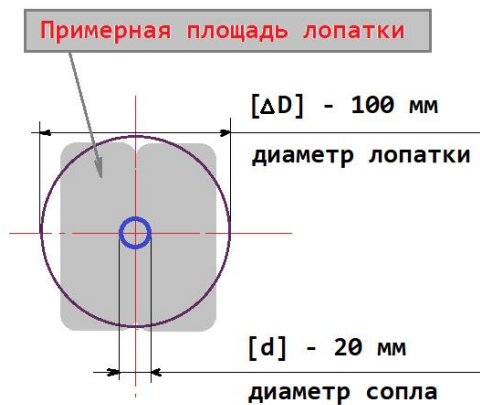
$\text{H}/\text{м}^3$. Таким образом $[\rho=\gamma]$. Формулу силы давления струи на лопатку можно записать: $F = \gamma SH/2g$. Спросите где коэффициент? будем разбираться.

После вывода данной формулы сам задумался. Коэффициент в источнике корректирует площадь лопатки, с площадью соприкосновения струи. Интересный материал: <https://vunivere.ru/work20632/page4>



Возможно, данный коэффициент учитывает и участок струи при соприкосновении с лопаткой. Данная зона должна быть как можно ближе к соплу, в зоне наибольшей плотности потока струи. Проверил данный вывод на данных китайской мини-ГЭС. Получились интересные данные.

Сопло: $d=20$ мм; коэффициент лопатки = $0,08$; Диаметр лопатки = 100 м.



На такие данные я опирался, когда определял коэффициент струи, при этом параметр площади (6 м^2) лопатки, определял в мерности сечения струи. Сильно занижал результативные данные расчета. Я корректирую расчет китайской ковшовой мини-ГЭС. Ввел некоторые новые данные для расчета: Высота перепада высот уровней воды **$H - 6$ метров**, (что соответствует высоте средних 2 этажей дома); коэффициент скорости струи: **$\phi - 0,82$** ;

$K\phi$ [сопла/насадка] - $0,82$;

$K\phi$ [струи] - $0,98$.



Логично, сопло ориентировочно имеет угол сужения более 50 градусов. Струя имеет длину большую длины насадка. Расход воды (при диаметре водогонной трубы - 120 мм, и диаметре сопла - 38 мм) составил $Q - 297$ м³/час ($0,082$ м³/сек). Обороты турбины/генератора - 1139 об/мин при $Dd = 0,5$ метра. Ожидаемая мощность генератора при коэффициенте преобразования мех/эл = $0,8 - 8,86$ кВт. Надо провести перекрёстный проверочный расчет. Воспользуемся академическими приемами.

Потребляемая мощность – это мощность жидкости, протекающей через турбину.

$$N = \rho g Q H.$$

Полезная мощность – это мощность, передаваемая на вал генератора.

$$N_{\text{п}} = M_{\text{кр}} \omega = M_{\text{кр}} 2\pi n,$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент; ω – угловая скорость вращения; n – частота вращения.

Потребляемая мощность больше полезной мощности на величину потерь, которые возникают в турбине, и может быть определена через общий (полный) КПД $N = N_{\text{п}} / \eta$.

Потери мощности характеризуются объемным, гидравлическим и механическим КПД. Таким образом, общий КПД турбины η равен произведению объемного, гидравлического и механического КПД $\eta = \eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}}$.

К активным турбинам относится ковшовая (турбина Пельтона).

Для сравнения более обширный материал с расчетами: МИКРОГЭС – МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Мощность (N , кВт), которую можно получить на некотором участке реки (ручья), зависит от расхода воды (Q , м³/сек) и от перепада уровней в районе водозабора и выхода воды из турбины (H , м вод. столба).

$$N = Q \cdot H \cdot g \cdot \eta, \text{ кВт}$$

Здесь $g = 9,81$ м/сек² – ускорение свободного падения;

η – коэффициент полезного действия турбогенератора.

Количество воды, проходящей в данном створе за 1 сек, можно определить умножая среднюю скорость потока (v м/сек) на поперечную площадь потока (S , м²)

$$Q = v \cdot S \text{ м}^3/\text{сек}$$

или, в небольших речках и ручьях, путём устройства специального водомера.

Энергия потока преобразуется в механическую энергию турбиной. Мощность турбины равна:

$$N = Q \cdot H_{\text{т}} \cdot g \cdot \eta, \text{ кВт},$$

Где $H_{\text{т}}$ – напор воды на входе в турбину.

$H_{\text{т}} = H - \Delta H$, где ΔH – потери напора в водоводе.

Расчет проведем по следующему алгоритму.

Мощность плотны $N_q(\text{кВт}) = g \cdot Q \cdot H$

Мощность гидротурбины $N_n(\text{кВт}) = g \cdot Q \cdot H \cdot k_{\text{т}} = T \cdot 2\pi \cdot n$

Находим мощность генератора $W(\text{кВт}) = N_n \cdot \eta / 9550$

Думаю, приблизительно можно будет увидеть и оценить возможности. Выполнив соответствующие расчеты получил неожиданный результат.



№	Показатель	Формула	Показатель		
1	Мощность плотины	$N=gQHk$ $k=0,8$	29,25	9,90	кВт
2	Висота вод.столба	$H=z(1) - z(0)$	20,00	20,00	об/мин
3	Скорость сброса воды	$Vh = K(2gH)$	19,81	19,81	м/с
		$Vi = Vh \cdot Sh/Si$	19,71	64,17	м/с
4	Диаметр водовода	D (m)	0,110	0,080	м
	Диаметр сопла	d (m)	0,110	0,036	м
5	Объем воды	Q (м ³ /с) = $\pi \cdot d^2 \cdot v / 4000$	188	64	м ³ /с
			677	229	м ³ /ч
6	Обороты турбины	$n = 9550 \cdot (V_{турб}) / Dd$	124	1500	об/мин
7	Рабочий диаметр турбины	$Dd = (D+d)/2$	0,409	0,409	м
8	Мощность электрогенерации	$W=N \cdot n / 9550$	0,38	1,56	кВт

Я взял минимальную $H = 20$ м, из спецификации к китайской ГЭС. Традиционный расчет не подтверждает заявленные китайскими производителями возможностей. Это значит, что традиционный подход к оценке возможностей не верен. Расчет фактического расхода воды, целесообразней применять после корректировки скорости как для простого применения коэффициентом $\phi = 0,95 - 0,55$ в зависимости от протяженности и угла наклона наличия поворотов задвижек и т.д.

Момент силы на валу так же рассчитывать по методике традиционной оценки мощности плотины, так же не приведет в верной оценке возможностей. У меня было несколько подходов, я остановился именно на представленной в данном материале. Если диаметр канала сброса воды от 80 мм до 100 мм и длина не превышает 1,5 H – высоты напора, тогда $\phi = 0,50 - 0,79$. Если диаметр канала сброса 105-и больше $\phi = 0,8 - 0,85$. Если сброс вертикальный в зависимости от длины $H = 0,86$ (70м) – $0,95$ (20 м) применительно по аналогии спецификации к китайской мини ГЭС.

Расчет момента силы на валу, возникающей от внешней силы производим по традиционной формуле $T_1 = Fr$. Момент силы на валу у вращающего диска имеет вид $T_2 = J\varepsilon$ (произведение момента инерции на угловое ускорение). При условии, что скорость потока воздействующей на лопасть колеса турбины больше будет производится ускорение колеса, при этом возникающая сила инерции самого колеса, в произведении на угловое ускорение колеса формирует дополнительный момент, который складывается с моментом от внешней силы. Так же это следует из разности скоростей, которую мы добиваемся между скоростями струи из сопла и лопатки турбины и эта разность уже учтена в формуле. Большая масса колеса требует дополнительных затрат на балансировку и управление. Именно по этой причине они облегченные. Реальность можно установить только экспериментом.



В расчет ковшовой мини-ГЭС, ввел еще два коэффициента для сопла и для длины струи до лопатки. Позволяет более точно, установить скорость соприкосновения струи с лопаткой, именно эта скорость и является результирующей.

Для сравнения я произвел расчет для спектра высот Н (м) от 6 до 20, 50 и 70 м. Цель получить 7,8-8,3 кВт от генератора при дельте частот вращения 1000-1500 об/мин.

Модель	Мощность (кВт)	Номинальная головка (м)	Применимая водяная головка (м)	Скорость потока (м³/с)	Размер пенштока (мм)	Скорость генератора (об/мин)	Вес (кг)
	5.0kw	50		0,006-0,024	≥65		140
	8.0kw	50	20-70	0,010-0,04	≥80	1500/1000	150
	10kw	50		0,012-0,048	≥100		160
	15kw	50		0,018-0,072	≥150		200
	20kw	50		0,024-0,096	≥150		220
	30kw	50		0,036-0,144	≥200		240

H(m)	D(mm)	d(mm)	Φ	vH	kd	kvs	v(vs)	Dd	Q(m³/h)	rpm	W	N(класс.)
6	110	34	0,7	7,85	0,8	0,95	60,42	0,405	182	1500	7,6	3,0
8	110	37	0,7	8,77	0,8	0,95	58,91	0,405	210	1462	8,3	4,6
10	110	39	0,7	9,80	0,8	0,95	59,28	0,405	235	1471	9,4	6,4
12	110	43	0,7	10,74	0,8	0,95	52,93	0,405	257	1314	8,2	8,4
15	110	46	0,7	12,01	0,8	0,95	52,19	0,405	287	1295	8,9	11,7
18	110	49	0,7	13,15	0,8	0,95	51,43	0,405	315	1277	9,5	15,5
20	110	52	0,7	13,87	0,8	0,95	47,16	0,405	332	1171	8,4	18,1
50	110	74	0,7	21,92	0,8	0,95	36,82	0,350	525	1057	8,1	71,5
70	110	82	0,7	25,94	0,8	0,95	35,48	0,350	621	1019	8,9	118,5

Если значения Н 20-50-70 метров заявлены в спецификации, то 18 - 6 метров нет. Но расчет показывает возможность такой эксплуатации. Параметр расхода м³/с в моем расчете вилка 0,05 – 0,17, в спецификации 0,010 – 0,04. Справедливости ради, в спецификации ориентировочно диаметр водогонной линии 80 мм, я применил 110 мм, отсюда и разница. Но чем больше диаметр меньше сопротивление, зато расход больше. Такой результат достигается регулировкой диаметра сопла к диаметру турбины. В двух последних колонках я показал, что выходная мощность китайцами будет выдержана. Самая крайняя колонка – это результат расчета мощности турбины по классической формуле: $N = gQH$. Как видите только ориентироваться невозможно. При этом если следовать традиционной оценке, то результат генерации в 8 кВт можно получить ориентировочно при Н = 45 м. При Н = 20 м (1000-1500 об/мин турбины) только 1,2-2 кВт генерируемой мощности. А с применением регулировки скорости, струи результат возможен в малом спектре высот Н. самый малый перепад высоты, который у меня получился для частоты вращения турбины в 1500 об/мин и результате генерации близким к 8 (7,6) кВт это Н = 6 метров. Так что берите эту чудесную технологию на вооружение.



Для ковшовой турбины результат возможно, будет еще интересней т.к. есть исследования давления струи на различные формы препятствий. Мы в своих расчетах, получаемся опирались на формулу (а), а судя из таблицы справа, требуется применять формулу (е) или (д). В которых, прописаны формулы для соответствующих форм лопаток, с увеличением удельного веса воды вдвое. При этом в знаменателе не $2g$, а g . Нам нетрудно ввести в формулу и посмотреть результат. Результат

а)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv$
б)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
в)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
г)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 + \cos \beta)$
д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
ж)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv \sin \alpha$

весьма впечатляет и радует глаз. Но посмотрим на данную формулу и ту, что мы взяли из академических источников логически. Пока остается не разгаданным значение Коэффициента лобового сопротивления лопатки. Я нашел только данную информацию подобного толка [[ССЫЛКА](#)]. Какое именно численное значение ставить? Думаю, если логически, это связано с мерностью соприкосновения струи с лопаткой. Если струя соприкасается с площадью лопатки при скоростях струи $= 2v_{\text{лоп}}$, под α углом 90° , тогда $C_L = 1,0$ если направление струи имеет направление после касания от вала турбины, тогда $C_L < 1,0$, если к валу турбины тогда $C_L > 1,0$. При правильном расчете работы струи у лопатки будут все три положения, тогда $(C_L > 1,0) + (C_L < 1,0)$ даст в сумме 0 . И останется только $C_L = 1,0$, который в формуле можно не учитывать. Возвращаясь к нашей формуле расчета силы давления на лопатку, разобравшись с коэффициентом, разберемся с удельным весом γ (Н/м^3), который входит в нашу формулу:

$$F_{\text{лоп}} = \frac{c_{\text{лоп}} S_{\text{лоп}} \gamma_{\text{вод}} (v_n - v_{\text{лоп}})^2}{2g}, \text{Н}$$

Сила давления жидкости $P = \rho * g * H$, где: $H = v^2/2g$, а $\rho * g = \gamma$,

Объемный расход выражается формулой: $Q = v * S$

Запишем обе формулы и проверим: $F = \rho * S * v^2 = \gamma * S * v^2 / 2g$

Знак равенства только при: $F = \rho * S * v^2 = \frac{\gamma}{2} * S * v^2 / \frac{g}{2}$, где двойки можно убрать: $\frac{2}{2} = 1$. Формулу следует записать:

$F = \rho * S * v^2 = (\gamma/g) * S * v^2$, а для лопаток тип (д, е) $F = (2\gamma/g) * S * v^2$

Полная формула с результирующей разности скоростей:

$$F = k_{\text{лопатки}} * (2\gamma/g) * S_{\text{м}^2 \text{струи}} * (v_{\text{струи}} - v_{\text{лопатки}})^2$$

Вот таким образом уточнили формулу для гидротурбины с чашками, рассекающими поток и заворачивающими поток, известную под названием гидротурбина Пелтона. По умолчанию: $k_L = 0,5-1,0$.



Уточнив данные методики, я ввел изменения в расчет китайской мини ГЭС, получил следующий результат:

H(m)	D(mm)	d(mm)	Ф	vH-h(m/s)	ks	v(vs) m/s	Dd(m)	Q(m ³ /h)	Q(m ³ /с)	rpm	W(kW)	N(kW)
3	80	22	0,65	4,99	0,8	52,75	0,34	59	0,016	1482	9,03	0,5
5	80	27	0,65	6,44	0,8	45,22	0,34	76	0,021	1270	8,57	1,0
8	80	32	0,65	8,14	0,8	40,72	0,34	96	0,027	1144	8,79	2,1
10	80	35	0,65	9,1	0,8	38,05	0,27	107	0,030	1346	8,58	2,9
15	80	41	0,65	11,15	0,8	32,27	0,27	131	0,036	1201	8,37	5,4
18	80	44	0,65	12,22	0,8	32,3	0,27	144	0,040	1143	8,3	7,1
20	80	45,5	0,65	12,88	0,8	31,84	0,27	151	0,042	1126	8,5	8,2
50	80	75	0,6	18,79	1	21,38	0,17	204	0,057	1201	8,63	27,8
70	80	80	0,55	20,38	1	20,38	0,17	203	0,056	1303	11,01	38,7

В этот раз, диаметр водогонного патрубка я поставил 80 мм, применив соответствующий коэффициент потери скорости. Примечательно, что расчет показывает возможность генерации, уже при перепаде высоты уровней воды в 3 метра. При этом расход воды 59 м³/час (0,016 м³/с – 16,38 л/сек). По умолчанию, в конструкции фокусировка струи и ориентация, количество лопаток идеализированы. Ещё раз отмечу, что такой себе *секретик* скорости струи воды из сопла, и конструкции лопатки турбины. Наверно спросите, почему я так прицепился к мини-ГЭС? Это как своего рода ориентир. Проверим к примеру результат моделирования для H =1,5 м (1,45 атм) и посмотрим возможности которые мы вложили в расчет.

H(m)	D(mm)	d(mm)	Ф	vH-h(m/s)	ks	v(vs) m/s	Dd(m)	Q(m ³ /h)	Q(m ³ /с)	rpm	W(kW)	N(kW)
1,5	40	10	0,95	5,15	1	82,46	0,17	22	0,006	4632	8,8	0,1

Думаю, это вас заинтересует. Если к примеру, на перекачку воды под давлением, у нас уйдет ... стоп, а зачем гадать 22 м²/час.

H(m)	D(mm)	d(mm)	Ф	vH-h(m/s)	ks	v(vs) m/s	Dd(m)	Q(m ³ /h)	Q(m ³ /с)	rpm	W(kW)	N(kW)
1,5	40	10	0,95	5,15	1	82,46	0,17	22	0,006	4632	8,8	0,1

консольные насосы производительность менее 50м. куб/час

Насос	Подача	Напор	Δh	Мощность электро-двигателя	Габариты LxВxН	Масса	Dy В	Dy Н
	м ³ /ч	м	м	кВт	мм*	кг*	мм	мм
насос К 65-50-125	25	20	3.8	3	811x340x335	100	65	50

Производительность Q: 25-22 = 3 м³/ч – дельта положительная

Электрoэнергия W: 8-3 = 5 кВт – дельта положительная.

Эта диспозиция достойна, чтобы ее рассчитать до реализуемого проекта. Есть еще один момент, который требует обоснования который я применяю для расчета генераторной мощности. Отвлечемся на данный момент проектирования и продолжим. Надеюсь на 50 странице анализа, изучения, и творческих изысканий, дорогой читатель, становится интереснее. Генерация вернее электрический генератор.



Известный факт, что генератор при полной нагрузке имеет входной крутящий момент, или момент силы обратный моменту силы от внешнего источника данной силы. Гидротурбина, паровая турбина, лопасти воздушного винта ветрогенераторных систем или ДВС. Что такое МОМЕНТ СИЛЫ или как еще называют вращательный момент, крутящий момент. (Материал: https://scask.ru/j_book_mech.php?id=117)

§ 110. Момент силы

Величина, которая одновременно учитывает влияние силы и ее расположения относительно оси вращения на угловое ускорение тела, называется моментом силы.

В данном разделе есть такое понятие УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ.

Для нас это интересно тем, что назовем это так отрицательный момент генератора ($-T_{ген}$, Н*м) в сложении с положительным моментом турбины ($+T_{турб}$, Н*м) в равных значениях, даст результирующую моментов равную нулю.

§ 113°. Независимое сложение моментов сил

До сих пор мы рассматривали только такие случаи, когда тело подвергалось действию момента только одной силы. Теперь рассмотрим, каким будет результат одновременного действия на тело моментов нескольких сил. Ответ на этот вопрос можно получить только из опыта.

Возьмем рычаг с длинами плеч a и b , который может вращаться около точки O (рис. 6.11). Подействуем на концы рычага силами F_1 и F_2 .

Если эти силы действуют по отдельности, то они вызывают вращение рычага. Сила F_2 вращает рычаг по часовой стрелке, а сила F_1 — против часовой стрелки¹⁾.

Если эти силы заставить действовать вместе, то можно подобрать их так, что рычаг будет

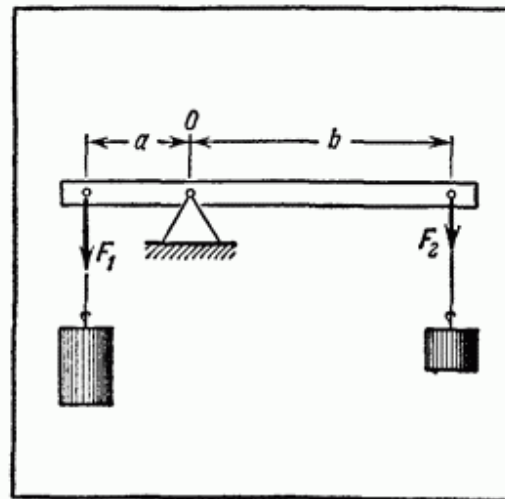


Рис. 6.11.

в равновесии. При этом окажется, что *равновесие наступит только тогда, когда моменты сил станут равны друг другу по модулю и противоположны по знаку.*

Момент силы F_1 равен $M_1 = -F_1 a$, момент силы F_2 равен $M_2 = F_2 b$. Запишем найденное нами условие равновесия рычага:

$$-F_1 a = F_2 b \quad \text{или} \quad M_1 + M_2 = 0.$$



Равные по модулю и противоположные по знаку моменты сил, действующие по отдельности, вызывали бы *одинаковые по модулю и противоположные по знаку угловые ускорения*. Действуя вместе, они обеспечили покой тела. Это означает, что, когда эти моменты были приложены одновременно, их действия не изменились. Поэтому можно утверждать, что *при одновременном действии моменты сил складываются как независимые величины*.

Это дает нам возможность при решении практических задач в левую часть уравнения моментов вводить сумму всех действующих на тело моментов сил с учетом их знаков. Это же дает нам право в необходимых случаях производить замену нескольких моментов сил одним результирующим моментом силы.

Отметим также, что при рассмотрении примера с рычагом мы получили хорошо известную формулу выигрыша в силе, которую дает любой рычаг.

¹⁾ В § 110 условились считать вращение по часовой стрелке положительным, а вращение против часовой стрелки — отрицательным.

Для того, чтобы получить генерацию в заданном объеме, нам нужно приложить положительного момента силы в два раза больше чем, отрицательный момент силы генератора. Момент генератора рассчитывается по известной формуле $-T(N^*M) = 9550 * P(кВт) / n(об/мин)$.

В своей практике расчетов, я делаю проще, рассчитанный полный момент силы, передаваемый на вал генератора, делю на два, и уже из половины полного момента рассчитываю мощность генератора.

$$W_{ген} (кВт) = \frac{1}{2} T_{турб} (Н^*м) * n (об/мин) * k (0,8) / 9550$$

Таким образом момент силы генератора (-T) сразу учитывается с моментом силы привода (+ 1/2 T) в равновесии. Оставшийся свободный момент силы привода, как раз будет выполнять работу, по вращению ротора генератора с заданной частотой.

Именно по данной причине производственные образцы генераторов являются камнем преткновения, при применении в самоходных генерирующих установках. Даже в нашей версии я рассчитаю генератор специальной конструкции, это мое мнение и инженеров конструкторов занимающихся конструированием гидроэлектростанций.

Пробуем рассчитать ожидания и понять, как выполнить конструктивно, то что рассчитали. Как получить тот эффект, который рассчитался при варианте сброса воды через водогонный канал. В любом случае нужно научиться рассчитывать работоспособные системы. Остановимся на конструкции нашей гидротурбины для автономной «ВЕДРОГЭС - НРР BUCKET». Мы уже установили, что для расчета нужно учитывать равновесие в 1 атмосферу (атм) = 10,33227 метров (Н).



Для гидростатического напора $H = 10$ метров, это избыточное давление в системе примерно равное 2 атм , а при H ($3 \text{ м} = 1,3 \text{ атм}$)

Я выполнил все возможные теоретические изыскания, избыточное давление и скорость струи – это очень сильная штука.

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источники/Формула/Информация
1	Динамическая вязкость при $t=18^\circ\text{C}$	η	Па*с	0,0010539		КАЛЬКУЛЯТОР: https://anabot.ru/lab/calc/
2	Плотность воды 998.6 кг/м3 при $t=18^\circ\text{C}$	ρ	кг/м3	998,6		Ручной ввод или предыдущая форма
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м^3	9786,28		$\gamma=9798,04$ ($\gamma=\rho*g$)
4	Ввод показателя давления в системе	P1	атм	1,05		Ручной ввод
			Па	106 391		101325 Па (0,101 МПа) = 1 атм
5	Избыточное давление в системе	Па	МПа	5 066	0,005	Избыточное давление
6	Длина канала	L	м	0,5		Ручной ввод, расчет
7	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.м	0,08	0,005024	Ручной /РАСЧЕТ
			кв.мм	80	5024	Труба канала подвода к соплу в первом сечении
8	Диаметр трубы к соплу (фокус) d; SФ	м	кв.м	0,01	0,0000785	Ручной /РАСЧЕТ
			кв.мм	10	78,5	Диаметр выходного отверстия сопла
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой H (м) и традиционной формуле						
9	Высота водяного столба (расч. Рез.)	H	м	0,52		$H=P1*0,0001019744288922$
10	Скорость воды истечения	v(ъ)	м/с	3,18		$v=КОРЕНЬ{2gH}$ (расчет по напору)
11	Объем воды, Литры (ъ)	л/с	л/ч	16,00	57 583	$q = \pi*d^2*v/4000$
12	Скорость воды в канале	м/с	м3/ч	3,18	57,58	$V=1000*Q/S$ (расчет по объему и сечению)
Расчет потерь напора H (метры) https://students-library.com/library/read/5291-uravnenie-darsi-vejsbaha-dla-rasceta-poter-napora-po-d						
13	Число Рейнольдса ($Re = \rho*v*d/\eta$)	Re		241335,16		https://www.center-pss.ru/math/raschet-chisla-reinoldsa
14	Коэффициент шероховатости труб	σ		0,01	0,0000140	http://infobos.ru/str/556.html
15	Коэффициент гидравлического трения	λ		0,016081112		$\lambda=0,11(\sigma/D+68/Re)^{0,25}$
16	Коэффициент местных потерь	ϵ		0,100506952		https://agpipe.ru/articles/koefficient_sheroховatosti_trub
17	Потери напора по категориям	hm	hl	0,3	0,1	$h(\text{лин})=\lambda*(L*V^2)/(D*2*g)$
18	Потери напора h общие	h(общ); м		0,4		https://zenova.ru/articles/onlayn-kaikulyator-poter-napora
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
19	Корректировка НАПОРА с потерями	H@	м	0,2		$H@ = H-h(\text{общ})$
20	Скорость воды нагнетания	vH	м/с	1,81		$v=КОРЕНЬ{2*9,8*H@}$
21	Объем воды, [Q = $\pi*d^2*v/4000$]	л/с	л/ч	9,07	32 646	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.htm
			м³/с	м³/ч	0,0091	33
22	Скорость воды канала фокуса	v2	м/с	115,52		$v\Phi = vH*sH/s\Phi$
23	Скорость воды в фокусе $V=1000*Q/S$	v2	м/с	115,52		https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-trube.htm
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
24	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,36		диаметр точки соприкос. ступи и лоп. от оси (м) $R^2=Dd$
25	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	3064		$n = 9550*v/(Dd*1000)$
26	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	3064		Генератор на одном валу с турбиной
27	Линейная скорость вращения турбины	v*(r)	м/с	57,74		$V = ((2 \pi * n)/60) * R$
28	Коэффициент скорости струи и лоп.			2,00		
29	Коэффициент лопатки	c(n)	число	1		В турб. Пелтона с одной форсункой ($\approx 0,001 - 0,01$)
30	Площадь лопатки турбины*	S(n)	м^2	0,00008		Спецификация или расчет ($S=\pi R^2$)
31	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	261,755	523,510	$F = k*(2\gamma/g)*S*(V_{ст} - V_{лоп})^2$
32	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	47,12		$T = 1/2F*r$
33	КПД преобразования	кпд	км	0,80		0,01-1 (1=100%)
34	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	37,69		$T(G) = T*km*кпд$
35	Электрическая мощность генератора	W	кВт	12,10		$W = T*n/9550$
Подбор насосов для перекачки						
Требуемый объем перекачки		м.куб/ч	л/ч	33	32 646	9,07
Параметры насосной группы		м.куб/ч	л/с	50	13,89	1,53
мощность /производительность		кВт	л/ч	1,4	50 000	https://220volt.com.ua/nasos-poverhnostnij-nasosi-plus
Суммарная производительность		шт	л/ч	1,0	50 000	
Полная мощность перекачки / Дельта Q				1,4	17 354	дельта Q должна быть положительная.
Полезная мощность		кВт	КПД	10,7	88%	



Насос, который включен в расчёт имеет запас по объему перекачки. Приоритет был в выборе м³/ч к мощности приводного электромотора в кВт.

<https://220volt.com.ua/nasos-poverhnostnij-nasosi-plus-oborudovanie-nf-130c/>

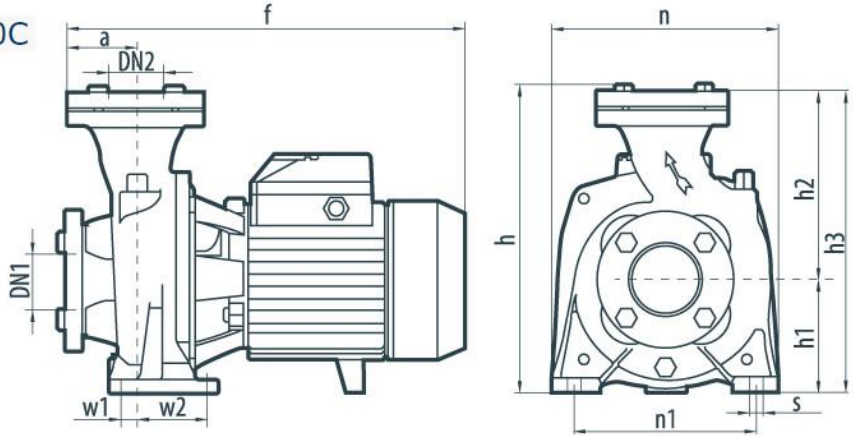
Насос поверхностный NF 130C



5765 грн.

НАСОСЫ ПЛЮС
ОБОРУДОВАНИЕ (Китай)

Напряжение, В:	220
Защита сухого хода:	Нет
Мощность, кВт:	1,4
Максимальная производительность, м ³ /час:	51,9
Максимальный напор, м:	11,7



Модель	Размеры, мм												Масса, кг	
	a	f	h	h1	h2	h3	n	n1	w1	w2	s	DN1		DN2
NF130B	76	400	320	125	195	320	240	190	6	66	10	G3-B	G3-B	29

Диаметр турбины D_d [мм] рассчитан специально для частоты вращения вала в 3000 [3064] об/мин. Выходная мощность со всеми делениями на два и коэффициентами = 0,8 преобразования механической в электрическую составила 10 кВт. Скорость струи в пределах скоростей, которые применяются на соответствующих гидро-комплексах с ковшовыми турбинами. Отличается только площадью. Получается, что результаты расчетов в начале данного повествования были по сути. Но не верные к реальности. При приближении сути к реальности получили вариант, с которым только что ознакомились. Но это идеализированный расчет, на идеальную турбину с наименьшим расстоянием струи: от сопла до лопатки.

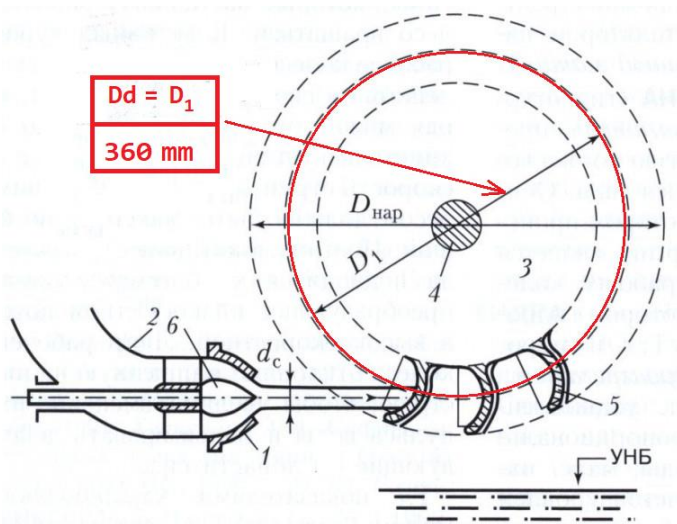


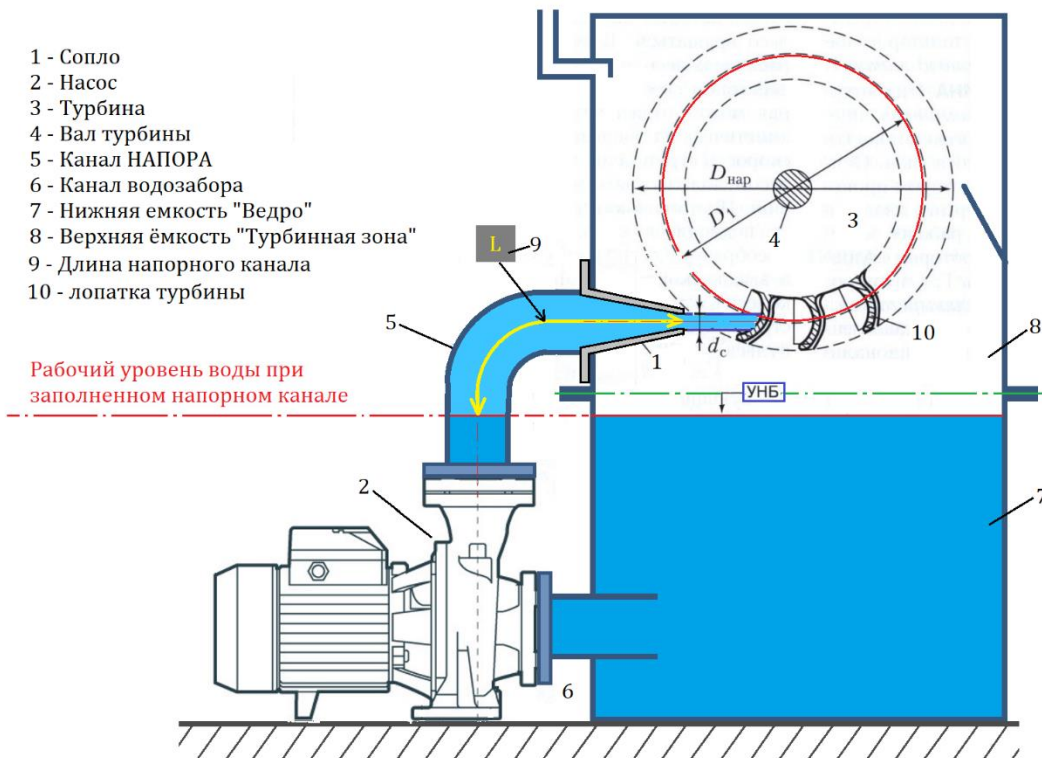
Схема ковшовой турбины: 1 – сопло; 2 – подводящий трубопровод; 3 – рабочее колесо; 4 – вал; 5 – рабочие лопасти; 6 – «игла» для регулирования расхода воды; УНБ – уровень нижнего бьефа; D_1 – диаметр рабочего колеса; $D_{нар}$ – наружный диаметр рабочего колеса; d_c – диаметр сопла.



Все расчеты выполнены для установки с одним соплом. Все расстояния выполнены с наименьшим значением длины и зависимости уровней:

Водозабор - Насос - Водонапорный канал - Сопло - Турбина

Примерный вид конструкции:



Сделаем сравнительный анализ напорных и нагнетательной ГЭС.

Параметр	Изм.	Напорная ГЭС	Напорная ГЭС	Нагнетательная ГЭС
Диаметр канала напора	мм	80	80	80
Сечение напора	м ²	0,005024	0,005024	0,005024
Напор воды Н	м	20	2	0,52
Скорость воды с h потерь	м/с	12,88	4,7	1,81
Объем воды (расход)	л/с	42	18	9,07
Объем воды (расход)	м ³ /ч	151	64	33
Диаметр сопла общий	мм	45	21	10
Скосьть воды сопла	м/с	40,69	68,18	115,52
Сечение напора струи	м ²	0,00159	0,00034	0,0000785
Мощность генератора	кВт	10,71	10,97	12,1
Затраты водонапора	кВт	0	0	1,4
Передаваемая мощность потреб.	кВт	10,71	10,97	10,7

Теперь можно с определенной уверенностью сказать, что Патент US2007/0018461A1 Джеймса Харди (*James Hardy*) очень даже реален. Секрет – это скорость струи, направляемая на лопатку гидротурбины. Почему раньше этого никто не проверил непонятно.



Теперь второй секрет! На этом же насосе с этим же рабочим давлением 1,05 атм, но с двумя соплами.

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источник/Формула/Информация
1	Динамическая вязкость при t=18°C	η	Па*с	0,0010539		КАЛЬКУЛЯТОР: https://anobot.ru/lab/calc/
2	Плотность воды 998.6 кг/м3 при t=18°C	ρ	кг/м3	998,6		Ручной ввод или предыдущая форма
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м^3	9786,28		γ=9798,04 (γ=ρ*g)
4	Ввод показателя давления в системе	P1	атм	1,05		Ручной ввод
			Па	106 391		101325 Па (0,101 МПа) = 1 атм
5	Избыточное давление в системе	Па	МПа	5 066	0,005	Избыточное давление
6	Длина канала	L	м	0,5		Ручной ввод, расчет
7	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.м	0,08	0,005024	Ручной /РАСЧЕТ
			кв.мм	80	5024	Труба канала подвода к соплу в первом сечении
8	Диаметр трубы к соплу (фокус) d; SФ	м	кв.м	0,05	0,0019625	Ручной /РАСЧЕТ
			кв.мм	50	1962,5	Диаметр выходного отверстия сопла
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой H (м) и традиционной формуле						
9	Высота водяного столба (расч. Рез.)	H	м	0,52		H=P1*0,0001019744288922
10	Скорость воды истечения	v(ъ)	м/с	3,18		v=КОРЕНЬ2gH (расчет по напору)
11	Объем воды, Литры (ъ)	л/с	л/ч	16,00	57 583	q = π*d2*v/4000
12	Скорость воды в канале	м/с	м3/ч	3,18	57,58	V=1000*Q/S (расчет по объему и сечению)
Расчет потерь напора H (метры) https://students-library.com/library/read/5291-uravnenie-darsi-vejsbaha-dla-rasceta-poter-napora-po-d						
13	Число Рейнольдса (Re = ρ*v*d/η)	Re		241335,16		https://www.center-pss.ru/math/raschet-chisla-reinoldsa
14	Коэффициент шероховатости труб	σ		0,01	0,0000140	http://infobos.ru/str/556.html
15	Коэффициент гидравлического трения	λ		0,016081112		λ=0,11(σ/D+68/Re)^0,25
16	Коэффициент местных потерь	ε		0,100506952		https://agpipe.ru/articles/koefficient_sheroховatosti_trub
17	Потери напора по категориям	hm	hl	0,3	0,1	h(лин)=λ*(L*v2)/(D*2*g)
18	Потери напора h общие	h(общ); м		0,4		https://zenova.ru/articles/onlayn-kalkulyator-poter-napora
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
19	Корректировка НАПОРА с потерями	H@	м	0,2		H@ = H-h(общ)
20	Скорость воды нагнетания	vH	м/с	1,81		v=КОРЕНЬ(2*9,8*H@)
21	Объем воды, [Q = π*d2*v/4000]	л/с	л/ч	9,07	32 646	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.ht
			м3/с	м3/ч	0,0091	33
22	Скорость воды канала фокуса	v2	м/с	4,62		vФ = vH*sH/sФ
23	Скорость воды в фокусе V=1000*Q/S	v2	м/с	4,62		https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-trube.ht
24	Диаметр сопла	мм	м^2	9,00	0,009000	
25	Скорость струи из сопла	м/с	м^3	142,62	0,000064	
26	Сечение двух сопел	S	м^3	2 сопла	0,000127	
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
27	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,44		диаметр точки соприкос. ступи и лоп. от оси (м) R^2=Dd
28	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	3095		n = 9550*v/(Dd*1000)
29	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	3095		Генератор на одном валу с турбиной
30	Линейная скорость вращения турбины	v*(r)	м/с	71,28		V = ((2 π * n)/60) * R
31	Коэффициент скорости струи и лоп.			0,06		
32	Коэффициент лопатки	c(n)	число	1		В турб. Пелтона с одной форсункой (≈0,001 - 0,01)
33	Площадь лопатки турбины*	S(n)	м^2	0,00196		Спецификация или расчет (S=πR^2)
34	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	646,309	1292,617	F = k*(2γ/g)*S*(Vстр -Vлоп)^2
35	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	142,19		T = 1/2F*r
36	КПД преобразования	кпд	км	0,80		0,01-1 (1=100%)
37	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	113,75		T(G) = T*км*кпд
38	Электрическая мощность генератора	W	кВт	36,87		W = T*n/9550
Подбор насосов для перекачки						
	Требуемый объем перекачки	м.куб/ч	л/ч	33	32 646	9,07
	Параметры насосной группы	м.куб/ч	л/с	50	13,89	1,53
	мощность /производительность	кВт	л/ч	1,4	50 000	https://220volt.com.ua/nasos-poverhnostnij-nasosi-plus
	Суммарная производительность	шт	л/ч	1,0	50 000	
	Полная мощность перекачки / Дельта Q			1,4	17 354	дельта Q должна быть положительная.
	Полезная мощность	кВт	КПД	35,5	96%	

Возможно реальный результат будет меньше, так как сопротивление Напору будет больше, но в любом случае интересно.



С двумя соплами эффективнее уже делать при горизонтальном расположении турбины и вертикально генератором. При двух соплах и желании большей мощности, нужно увеличить объем, рекомендуется два насоса на своё сопло, или любая другая комбинация.

Немного, о состоянии воды, в системе происходит турбулентный вид перекачивания жидкости. ПОТЕРИ, кроме собственно потерь трения, происходят в основном из-за *пузырения* воды - кавитации, как и нагрев воды. Потому перекачка и водонапорный канал до сопла должен быть как можно с большим диаметром и как можно короче.

Управление напором, необходимо производить в четком расчете системы, и мощностью насоса через изменение оборотов вращения мотора. Полагаю, все остальные дополнения к системе это дело техники конструирования.

Насчет системы где объединяем скорость и силу тяжести, могу сказать одно – возможно, но вот показатель кг/ватт вас огорчит. Так же сложность состоит в конструкции ковша контейнера. Я еще раз проверил и проанализировал расчет, исправил неточности. На валу при 528 об/мин сложении моментов силы струи и сил тяжести, мультипликации на генератор (750 об/мин), с тем же насосом при том же давлении 10 кВт мощности потребителю. Колесо в ковшами-ведрами принято в диаметре 2 метра на линии приема струи. Можете себе представить затратную часть на создание данной конструкции. Так же скорость струи давящая на лопатку-ковш-ведро, составляет согласно расчета 110 м/с. Задача состоит весь объем напора струи аккумулировать в объеме ведра, чтобы вес воды выполнил работу силы притяжения. При скорости вращения колеса 528 об/мин ($528/60=8,8$) в секунду колесо должно сделать почти 9 оборотов. Теоретически возможно практически нужно понижать скорость вращения и увеличивать объем перекачивающей воды. Т.е. мой расчет на заполнение емкости в 8,6 литров не верен. Нужно рассчитать время нахождения ведра под струей. Правда если обратить внимание сколько силы имеет струя, своим давлением и сколько гравитация, проект можно сразу отбросить.

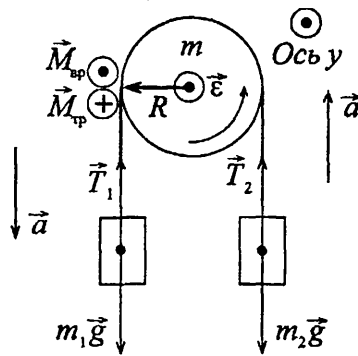
Расчеты есть в приложении электронной таблице МЕЛЬНИЦА, можете поупражняется в решении этой задачи. Так же с чисто гравитационной установкой размеры и кпд.

Для примера можете уже внимательней рассмотреть установку таиландского искателя, который соорудил ленточный лоточный транспортер. Наверху происходит наполнение лодка, и он по тяжести опускается вниз, с одной стороны лотки, наполненные высотой примерно около 5-6 метров. Внизу при повете по ленте лотки освобождаются от воды (https://youtu.be/-dWW2ZMd_3A).



Обратите внимание на размеры генератора и оцените возможную мощность. В любом случае конструкция заслуживает уважения. Решение задачи лежит в спектре школьной программы в решении задачи.

Решение:



Согласно основному закону динамики вращательного движения (в проекции на ось y) при $J = const$ $\sum M = J\epsilon$. Разность сил $(T_1 - T_2)$ создает вращательный момент $M_{вр}$, тогда

Достаточно рассчитать время нахождения лодка на уровне напорной подачи воды. Найти подходящий насос, рассчитать возможности генерации и дельту с насосными затратами. Удивит или разочарует, это уже по результатам. Все в ваших силах, решить и узнать.

Формула расчета силы давления потока (струи) на лопатку ковшовой турбины, в конечном инженерном варианте имеет вид:

$$F_{\frac{стр}{лоп}} = \frac{c_{лоп} S_{стр} 2\gamma_{вод} (v_{стр} - v_{лоп})^2}{g}, Н$$



Самое интересное, что условие разности скоростей потока (струи) и лопатки, является условием возникновения силы F , которая через радиус R формирует момент силы на валу турбины:

$$F \cdot R \text{ (линейная)} = J \cdot \omega \text{ (вращательная)} = T \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Нас интересует именно сила, результирующая к сопротивлению вращению: $2T + (-T) = T$, $-T + T = 0$, и есть генерация электроэнергии. Не верите поставьте в расчет, равные числа скоростей потока и лопатки, будет ноль силы. Это очень похоже на возникновение индукционного тока в проводе фазы электрического синхронного генератора. Возьмем формулу расчета тока в Амперах, которую применяют строители мини-ГЭС и ветрогенераторов, в которых генерируемый ток, выпрямляется и заряжает банк буферных АКБ. Она отличается (*а точнее дополняется*) от классической формулы Закона Ома для полной цепи, значением напряжения батареи и добавлением значения сопротивления батареи. Условие максимального тока – это приличная положительная разница между Э.д.с. фазы и напряжения батареи.

Чем меньше разница, тем в априори, ток в цепи будет меньшим. А если эти показатели сравнятся тока не будет вообще. Какие бы вы магниты или чудо катушки не лепили, результат будет выполняться по Закону Ома для полной цепи.

$$I(A) = e_{\theta}(v) - U_{bat}(v) / R + r_{\theta} + r_{bat}(Om)$$

Где:

I - ток в контуре, в амперах;

e_{θ} - эдс фазы генератора, в вольтах;

U_{bat} - напряжение батареи, в вольтах;

r_{bat} - внутреннее сопротивление батареи, в Омах;

r_{θ} - сопротивление фазы, в Омах;

R - сопротивление контура (замкнутой цепи), в Омах.

Сопротивление контура - это суммирующий результат, сопротивления проводов, контактов, полупроводниковых переходов цепи самого контура и подключенных параллельных нагрузок:

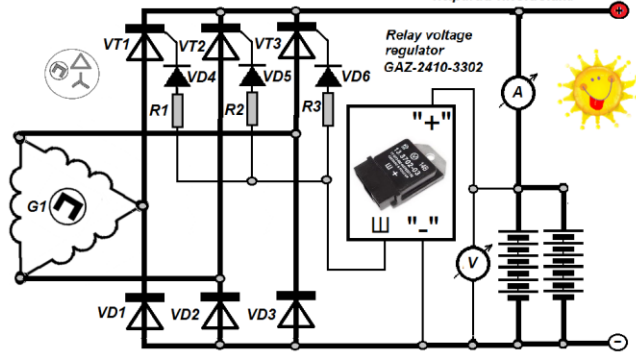
$$R = \sum r_{\text{линии}} + r_z, \text{ где: } r_z = 1 / (1/r_1 + 1/r_2 + \dots + 1/r_n)$$

Если не ставить, буферный накопитель, тогда данная разница всегда работает на формирование тока, так же с падением ниже напряжения сети. Основным показателем изменения результата будет меняющийся показатель суммарного сопротивления нагрузки - r_z и при включении в цепь нагрузок с различными сопротивлениями значение для тока, будет по правилу параллельного соединения резисторов.



Именно это условие, является увеличением тока в цепи при включении большего числа нагрузок, их результирующее значение омического сопротивления меньше, с большим количеством включенных параллельно в цепь приборов. Заряжаемая батарея так же меняет свое сопротивление, что влияет на величину тока. В автомобильных генераторах применяются специальные устройства, регулирующие напряжение бортовой цепи. Без него эксплуатация напрямую, у вас в скором времени, возникнут проблемы с элементами оборудования и батареей. Если задумайте выполнить свой генератор на основе постоянных магнитов и уж совсем бюджетно организовать управление, нужно будет выполнить «умный» диодно-тиристорный мост с регулятором на напряжение батарей. Для 12В и 24В берется от автомобиля.

САМЫЙ ПРОСТОЙ КОНТРОЛЛЕР УРОВНЯ ЗАРЯДА АККУМ. БАТ. МАЛЕНЬКОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ ПЕРСОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
<http://ua-hho.do.am/>



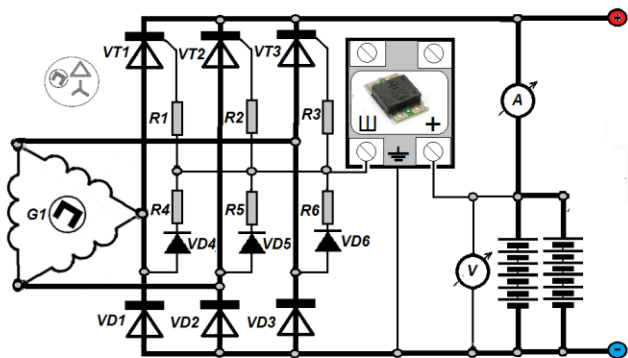
- VD1...3 - Диоды выдерживающие предельные нагрузки по току и напряжению желательно установить на радиаторы.
- VT1...3 - Тиристоры выдерживающие предельные нагрузки по току и напряжению, желательно установить на радиаторы.
- VD4...6 - 1N4007
- R1...3 - Токопонижающий резистор приблизительно 330 Ом но нужно подбирать по параметрам управления тиристора

Используется для управления тиристорами регулятор напряжения бортовой электросети автомобилей. На схеме предложен ГАЗ-2410-3302

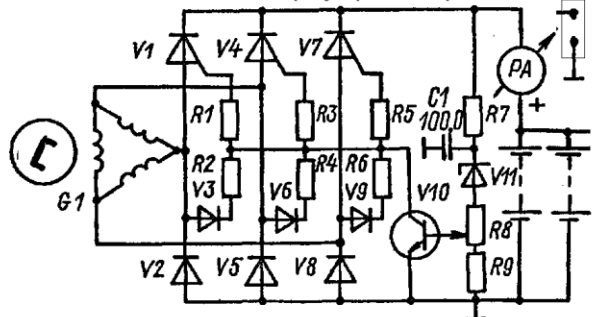
Схема работает без настройки.

Силовые диоды и тиристоры могут быть заменены местами, не принципиально

Внимание! Схема работает на постоянный отбор энергии потребителем. Если потребитель отключается от цепи то необходимо на выходе поставить маломощную лампочку, чтобы в цепи АКБ не оказался единственным сопротивлением в цепи генератора



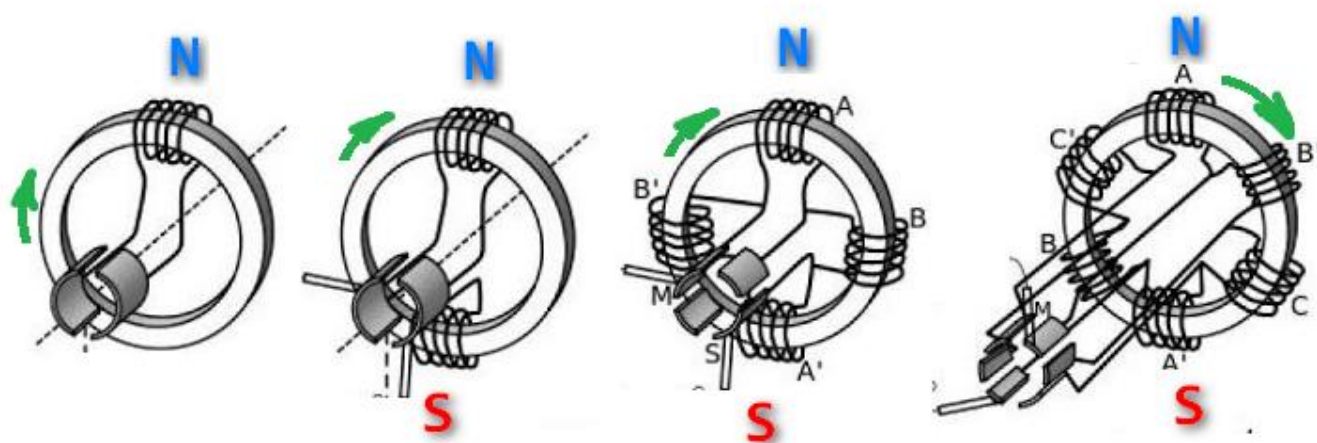
Или с собственной схемой регулировки напряжения:



Если устанавливаете несколько генераторов, отдельно или на одной оси, а такой вариант возможен, необходимо организовать управление включением работы генераторов, при увеличении нагрузки в сети потребления, через включение/выключения реле напряжения. При этом, не важно, штатный автомобильный генератор с возбуждением электромагнитным или генератор с возбуждением от постоянных магнитов. Мы подошли к еще одной части автономной гидротурбины, как элемента электростанции (мини-ГЭС) – электрическому механическому генератору.



Я заикнулся в начале повествования о генераторе, что расскажу, как его сделать, в необычном вернее не привычном варианте. Выполняю свое обещание. Начну немного с истории, именно с генератора, который известен как Грамме. Одним из первых типов электрического генератора, устройства преобразующего механическую работу в электрическую энергию, был аппарат, предложенный бельгийским инженером Зенобом Теофилом Грамме в 1871 году. В отличие от других моделей электрического генератора, существовавших в это время, здесь использовалась идея машины (электромотора) Пачинотти, в которой использовался кольцевой ротор. На картинке принцип работы генератора Грамме.



а)

б)

в)

г)

Рисунок кольцевого якоря генератора Грамме с вариантами намоток.

Особенность генератора, что намотанные катушки [2, на рисунке ниже] на кольцевой сердечник, выполненный из намотки железной проволоки [1, на рисунке ниже], интегрировались в подвижный ротор (якорь на современном языке электротехники). Сформированный якорь вращался между двумя полюсами статических электромагнитов. Данные электромагниты могли возбуждаться как от внешней батареи, или в последовательном режиме с катушками кольцевого якоря, через коллекторно-щеточный узел.

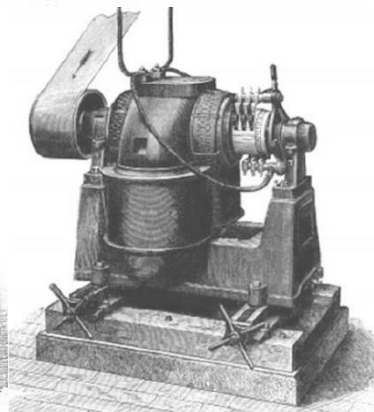
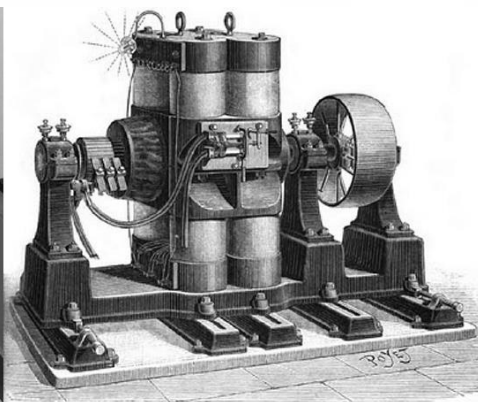
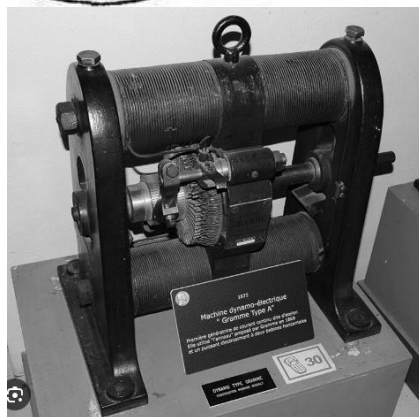
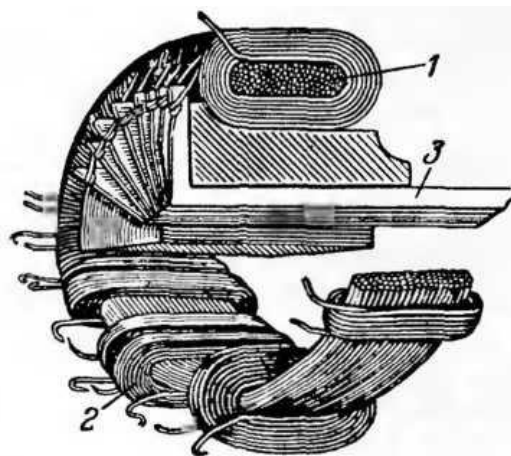
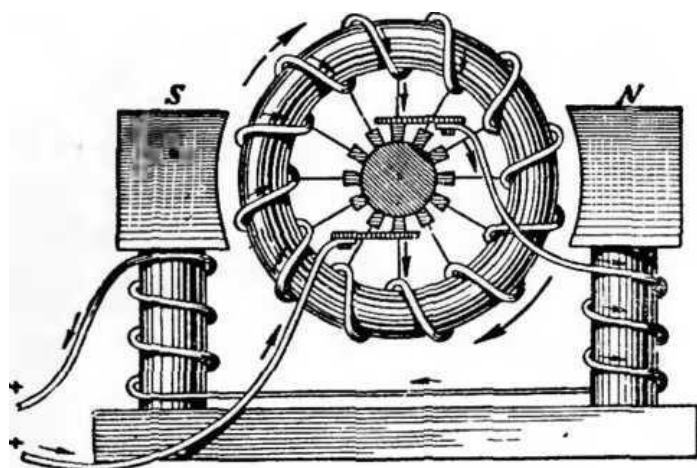


Fig. 336. — Machine dynamo-électrique Edison.

Для вращения генератора, нужна была приводная сила. Торможение при генерировании, а точнее отрицательный момент силы складывался из силы Ампера в проводах катушки, которая была направлена супротив вектора вращения. Магнитный момент притяжения между кольцевым сердечником якоря и полюсными башмаками электромагнитов был минимизирован, по причине закольцованного магнитного поля в кольцевом сердечнике, вектор основного потока кольцевого сердечника был перпендикулярен магнитному потоку полюсных башмаков. При индицировании тока в проводе катушек, возникал момент, когда магнитный поток полюсных башмаков, бодался только с силой ампера от электромагнитного тока в проводе. Недостатки такого генератора, были. Первое, это сложность намотки якоря, и его крепления к валу. Так же по мнению инженеров лишний расход меди. На длину витка во внутренней части кольцевого сердечника. После изобретения укладки провода в паз якоря, выполненного из листового железа, производительность новой конструкции возросла в разы по сравнению с генератором Грамме, но появились дополнительные недостатки, возрос адекватно отрицательный момент силы на валу и появился излишний нагрев при полной нагрузке машины. Сегодня идея Грамме возвращаются, в различных конструкциях аксиального типа (фото ветрогенератора)



Есть несколько особенностей возможности выполнения подобной конструкции, я на них останавливался в своей работе «[Персональные механические автономные электростанции](#)». Мы проведем расчет, для конструирования генератора. К примеру частота вращения 5000 об/мин это скорость, а скорость - это результат, для скорости струи воды уже определились, надо и с Э.д.с. разобраться.

Формула Э.д.с.(e) для данной конструкции имеет такой же вид, как и для установок, которые делают в массовом количестве любители и промышленно, я имею ввиду аксиальный тип без сердечника. Мы сделаем с сердечником.

$$e = B * l * v$$

Где:

- e – Электродвижущая сила, в вольтах (V);
- B – Магнитная индукция, в Теслах (Тл);
- l – Длина проводника, в котором происходит изменение магнитной индукции, в метрах (м);
- v – Скорость изменения магнитной индукции, в метрах за секунду (м/с)

Как рассчитывается ток в Амперах, рассмотрели выше. Так что иллюзии что Э.д.с. или как еще шлюнявят о.Э.д.с., что это сила,



которая тормозит ротор генератора или мотора, оставьте учителю физики, пусть тешиться, принимая ответы на вопросы школьной программы.

Приступаем. Будем делать на конкретном примере. Нужно определится. Используя форму, производим «расчет ожидания»:

№	Параметр	изм.	Показатель
1	Давление в системе	атм	1,09
2	Диаметр напорного канала	мм	63,5
3	Избыт. гидростатический напор, Н	м	0,93
4	Избыт. Гидр. напор, с потерями, Н	м	0,3
5	Объем перекачиваемой воды	м ³ /ч	29
6	Скорость воды в напорном канале	м/с	2,53
7	Диаметр сопла	мм	10
8	Скорость из сопла	м/с	103,46
9	Диаметр турбины (точка контакта)	м	0,27
10	Частота вращения турбины	об/мин	3659
11	Максимальная мощность генератора	кВт	8,6

Чтобы это завращалось, нужен соответствующий привод нагнетания в напорный канал. Рассчитываем конструкцию с одним соплом. Нужен насос Q - 29 м³/ч. с наименьшими затратами в кВт.

Ищем и находим: Насос поверхностный Ebara DWO 150: Мощность, 1,1 кВт; Максимальная производительность, 33 м³/час; Максимальный напор, 9,5 м. 8,6 кВт - 1,1 (1,5) = 7 кВт полезной нагрузки.

Насос поверхностный Ebara DWO 150



Производитель:	Ebara (Япония)
Напряжение, В:	230/400
Защита сухого хода:	Нет
Мощность, кВт:	1,1
Максимальная производительность, м ³ /час:	33
Максимальный напор, м:	9,5

Тип		Размеры в (мм)							Масса кг	
		B	C	R	Ø P	V	T	Ø DNA	1~	3~
Однофазный	Трьюхфазный					3~	1~	G2	1~	3~
DWO 150 M	DWO 150	364	198,5	74	62,5	PG11	PG13,5	G2	13,6	12,6

Турбину также выбираем готовую:

Колесо воды гидротурбины PELTON алюминиевое на www.ebay.com (диаметр = 270 mm & 10.63 дюйма) **\$138,31** [12 лопаток]



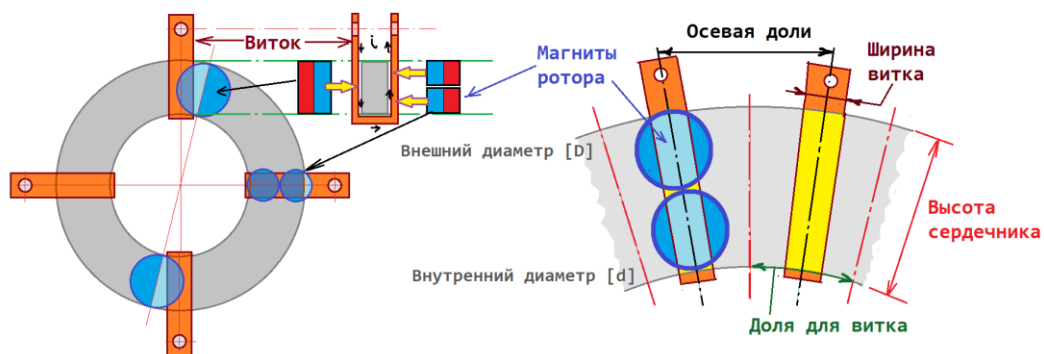
Так выпускают, продают, да еще в разных размерах ([ССЫЛКА](#)).

Главное это ковшовые лопатки, если есть возможность заказать их отдельно, основание рассчитать и вырезать из листа металла не сложная задача. Остановимся позже.

Далее я рассматриваю изготовление генератора, задача которого выполнить зарядку буферного АКБ, к примеру 12-48 вольт напряжением.

Предупреждаю, что будут удивительные числа.

Для того чтобы изготовить хитрый генератор по мотивам Грамме на кольцевом сердечнике, нужно из трансформаторной стали намотать основание согласно размеров внешнего и внутреннего диаметра. Использовать будем однополюсное намагничивание провода фазы, вернее медной ленты соответствующего сечения. Вектор одноименной магнитной индукции, перпендикулярно фокусируется на поверхность сердечника, через медный виток, наводит в нем э.д.с. Ток, который индуцируется в витке, формирует магнитный поток в сердечнике, вектор которого, перпендикулярен вектору магнитной индукции магнита, при этом поток замыкается по кругу, замкнутого сердечника. Даже при том, что у нас всего одна полярность магнита с двух сторон аксиальной ориентации, в сердечнике будет индуцироваться два полюса по оси каждого витка. Планируется сделать две фазы, и только одну подвергнуть магнитной индукции от потока ротора.





На рисунке изображен порядок наведения индукции, для двух активных сторон витка, при одноимённых полюсах индукции, вектор магнитной индукции имеет разное направление. Чтобы разметить сердечник, необходимо выполнить разметку сердечника по внутреннему диаметру (\emptyset), на ДОЛИ. У каждой ДОЛИ осевая линия, расстояние между осевыми линиями доли равно расстоянию самой доли. Ширина витка может быть не больше 2/3 расстояния доли.

Виток выполняется из медной ленты или шины, в виде скобы с отверстиями, для крепления наконечника соединительного провода. Токи планируются большие.

Магнитный полюс ротора эффективнее выполнить их нескольких магнитов выставленных в ряд по осевой линии ДОЛИ. Площадь магнита должна покрывать полностью площадь витка фазы не менее 1,1 площади.

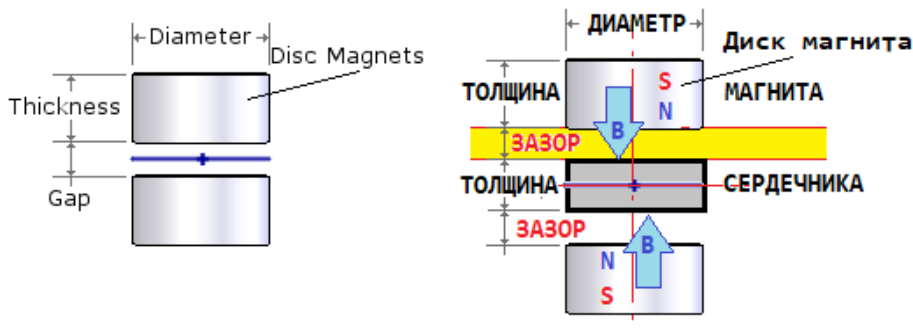
Я вновь все свёл в электронную таблицу для удобства расчета. Теперь начинаются чудеса.

№	Показатель	обозн	изм	показатель		примечание, формула	
1	Частота вращения вала	n	об/мин		3695		
2	Внешний диаметр кольцевого сердечника	D	мм м	300	0,3	C = 3,14*d C = 3,14* (D/d)	
3	Внутренний диаметр кольцевого сердечника	d	мм м	200	0,2		
4	Средний Диаметр	D/d	мм м	250	0,25		
5	Длина сердечника (по радиусу между наруж. и вн)	l(в)	мм м	50	0,05		
6	Длина окружности Среднего диаметра	C(D/d)	мм м	785	0,785		
7	Длина окружности по внутреннему диаметру	C(d)	мм м	628,0	0,628		
8	Количество отрезков по "С" ДОЛЕЙ мм		20	31	31		
9	Длина отрезков		20	39,3	0,039		
10	Ширина полосы медной шины расчет 1/2 "С" Доли	0,50	мм м	19,6	0,020		
11	Ширина полосы округление		мм м	20,0	0,020		
12	Толщина медной шины		мм м	2	0,002		
13	Сечение медной шины		мм ² м ²	40,00	0,04		
14	Количество витков активного провода одной фазы	w	w	10	10		
15	Длина активного провода одной фазы		мм м	1000	1,00		
16	Скорость изменения магнитной индукции	v	м/с	48,3	48,3	w = π * R * n/30	
17	Магнитная индукция	B	Тл		0,750	Расчет	
18	ЭДС фазы	e	Вольт		32,3	e = B*v*0,89 [sin 90° = 0,89]	
19	Напряжение акб	Ubat		14	Вольт	14,00	2,3
20	Дельта напряжений (e-Vbat)	ε			Вольт	18,3	ε = e - Ubat
21	Удельное сопротивление меди	ρ			Ом*м	0,017	R = ρ*(l/mm ²)
22	Омическое сопротивление проводника 1 м	R(1м)			Ом	0,000425	
23	Пропускная способность по току	J	А/мм ²	8	А/мм ²	320,00	
24	Сопротивление активного проводника фазы	rZ			Ом	0,0004	
25	Сопротивление неактивного проводника фазы	rZ0			Ом	0,0002	
26	Омическое сопротивление фазы	r0			Ом	0,0006	
27	Внутреннее сопротивление соединений цепи	rbat		0	Ом	0	
28	Результирующее сопротивление нагрузки	R	P [kW]	6,5	Rz [Ом]	0,03015	R = (U^2)/P
29	Общее сопротивление контура	Rn			Ом	0,03079	
30	Результирующий ток в контуре	I	ΔJ	A	-273,31	593,31	
31	Показатель мощности фазы	P[f]			кВт	8,306	1,81
32	Показатель момента силы (трад.расчет)	T[f]			Н*м	-21,5	
33	Частота фазы	f			Гц	616	
34	Показатель момента силы (трад.расчет)	Δ(T)	-10,1	11,34	T (Н*м)	-21,5	
35	Мощность результирующая перекачки	кф/лр	1,2	1,3	кВт	1,56	
36	Итого мощности с дельтой генератора Ubat				кВт	6,75	
37	Итого мощности отдаваемой в сеть Uz(AC) с одной фа	кф/лр	0,8		кВт	5,40	
34	Количество фаз					2	
35	Результирующий ток в контуре	I	ΔJ	A	70	570	
36	Показатель мощности генератора	P			кВт	8,31	
37	Показатель момента силы (трад.расчет)	Δ(T)	1,2	22,67	T (Н*м)	-21,5	
38	Мощность результирующая перекачки	кф/лр	1,2	1,3	кВт	1,56	
39	Итого мощности с дельтой генератора Ubat				кВт	6,75	
40	Итого мощности отдаваемой в сеть Uz(AC)	кф/лр	0,8		кВт	5,40	



Начнем по порядку. Внешний диаметр кольцевого сердечника выбираем в пределах диаметра турбины. Для примера возьмем 300 мм, к 290 мм турбины. Внутренний диаметр, выбираем таким чтобы можно было свободно через него разместить ось и крепление диска, половины ротора с магнитами. Так же регулируем длину доли, так как в районе внутреннего диаметра она самая минимальная: 2-9 строки таблицы. Далее рассчитываем размеры и длину фазы, с учетом, что у нас их две независимых, с углом в 90 электрических градусов (строки 10-15). Строки 16-18, расчет электродвижущей силы в фазе, длину активного проводника фазы мы рассчитали (строка 15). В строке 16, рассчитываем скорость в м/с изменения магнитной индукции на активный проводник: $v = \pi * (\frac{1}{2}Dd) * n / 30$, где: **Dd** – средний диаметр, в метрах (строка 4); **n** – число об/мин гидротурбины (строка 1). Для расчета ЭДС-фазы, остается найти, рассчитать значение магнитной индукции. Возможно воспользоваться таблицами значения магнитной индукции, но какой выбрать? стает вопрос. Предлагаю воспользоваться онлайн калькулятором (для расчёта магнитной индукции в зазоре) (<https://www.kjmagnetics.com/gap.calculator.asp>)

Воспользуемся позицией расчета магнитной индукции в зазоре между двумя магнитами, с таким расчётом что в зазоре разместим железный сердечник и магниты будут с двух сторон ориентированы в сторону сердечника одноименным полюсом. Для надежности значение в 10 мм зазора, применим к 5 мм зазора между полюсом магнита и поверхностью сердечника:



Калькулятор Магнитного Зазора K&J тянущее усилие Отталкивающий магнитное поле Толщина Пробел

Единицы

выбранная конфигурация: Два Дисковых Магнита Два дисковых Магнита с хомутом Два дисковых Магнита с хомутом и железными конусами

Класс: N52 Диаметр: 25 мм Толщина: 20 мм

Пробел: 10 мм **Calculate**

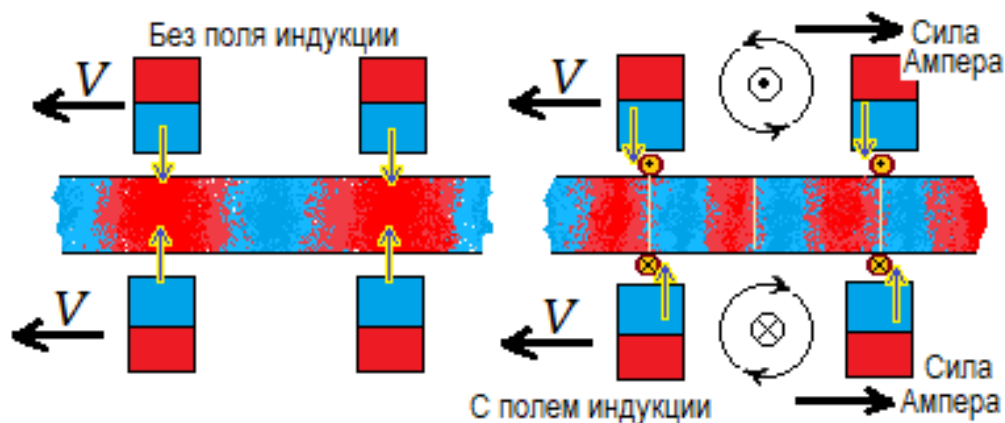
Напряженность магнитного поля @ центр: **7583** Гаусса



Полученное значение $[B]$ в Гауссах переводим в Теслы в В следующей пропорции [$1 \text{ гаусс} = 0,0001 \text{ тесла}$], или воспользуйтесь Калькулятором [<https://www.translatorscafe.com/unit-converter/ru-RU/magnetic-flux-density/8-1/>]. Магниты два диска 25 мм диаметр и 20 мм толщина. Марка неодимового магнита №52.

Получилось значение в 0,75 Тесла. Остается только рассчитать значение угла в 90° , которое через функцию синуса, имеет значение = 0,89. При наличии всех множителей в строке 18, введенная формула рассчитывает ЭДС-фазы в мак. значении (32,3 вольта в нашем случае).

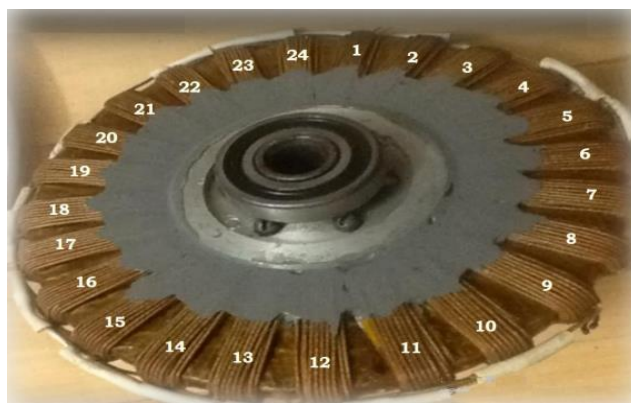
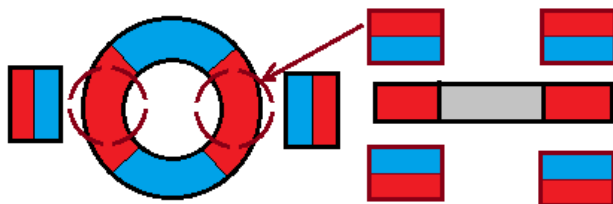
Немного отвлекусь на теоретическое обоснование конструкции предложенного генератора. Практически вся линейка современных генераторов построена на принципе замыкания магнитного потока, где в зазор потока встраиваю проводник. Если рассмотреть традиционные генераторы самодельного типа аксиальной конструкции, они выполняются в виде катушек. Где часть витка магнитного пояса обрабатывается вектором магнитной индукции. Катушка, расположенная фронтом (формирующим вектором своего магнитного поля) против плоскости полюса магнита. При индцировании тока в витках катушки, она формирует магнитный вектор индукции и силы против набегающего вектора магнитной индукции по ходу до оси катушки, или вектор магнитного притяжения после оси (упирается входу и тянет назад, если простым языком). Никакого противо-эдс в данном действии нет, так как ток индукции в витках есть цель работы генератора, а расположение векторов магнитной индукции устроены таким образом, что всегда работают супротив друг друга. Так же в аксиальной конструкции с катушками без сердечников добавляется вектор силы ампера. В предлагаемой конструкции, приводится вариант избавиться от противодействия векторов магнитной индукции, от силы Ампера избавиться не выйдет, вероятно только ослабление. И так рисунок для наглядности:





Магнитный поток, живет по правилу ДИПОЛЯ (двух полярности), если вы с одной стороны намагнитите брусок железа, одноименным полюсом, со стороны полюса магнита, индуцируется (магнитная индукция) противоположный полюс на притяжение, а с другой стороны бруска возникнет одноименный полюс магнитному полюсу, но сила данного полюса будет меньше.

Тут имеет место значение объема сердечника, расстояние железяки до полюса и т.д. Если вы возьмёте кольцевую железяку и намагнитите с двух сторон одноименными полюсами магнитов с зазором, вид поля железяки станет замкнутым. Вектор магнитного потока будет траекторию внутри замкнутого сердечника, т.е. оси магнитной индукции магнитов и сердечника будут перпендикулярны. Именно это свойство, я предлагаю использовать. Почему военные могут использовать, а вы нет.



Сила момента генератора должна снизиться только на результирующую силы момента. Не рекомендую делать двухполюсную систему роторного возбуждения, сила притяжения двух полюсов скажется на торможении, и нагрев от «бодания» вихревых токов магнитного и электромагнитного моментов.

Рассуждаем проще, малая ГЭС домохозяйства не сможет работать напрямую генератор-потребитель. Причина проста работа генератора, постоянное изменение момента силы будет влиять на частоту вращения и как следствие частоту в потребительской сети. Далее реактивная эдс от емкостных и индуктивных элементов, ваших потребительских приборов, пусковые перегрузочные моменты. Пусть с этим справляется инвертор и аккумулятор буферного хранения энергии. Собственно, к данному рассмотрению вопроса мы и подошли. **МОЩНОСТЬ ГЕНЕРАТОРА.**

Рассчитать максимальное дельты напряжений сети генератора и батареи с инвертором не предоставляет труда (строка 20). Традиционно строители ветряков и миниГЭС, пользуют формулу зарядки АКБ, где сопротивление нагрузки исключают. Сопротивление АКБ можно измерить только по факту: заряд или разряд. И эта позиция не постоянна для цепи. К примеру сопротивление заряженного



аккумулятора рассчитывается по формуле $r_0 = (\varepsilon - U_V) / I_A$, где: ε - штатное напряжение заряженного АКБ (паспорт), в вольтах; U_V - показания напряжение вольтметра, по факту зарядки, в вольтах; I_A - показания тока Амперметра по факту зарядки, в амперах. Допустим, мы заряжаем АКБ для авто, имеем новый АКБ, 0,9А и 14,3В.

$$R = (14,4В - 14,3В) / 0,9А = 0,11 Ом$$

К примеру сопротивление нагрузки мощностью $P = 1,5$ кВт, рассчитывается по формуле, с учетом преобразования 1,2 (80%) 1,8 кВт (1800 Вт) рассчитываем по формуле: $R = U^2 / P$

$$R = (14,3В)^2 / 1800 Вт = 0,113 Ом .$$

Таким образом корректность в расчете очень хитрая технология. Поэтому для расчета параметров выходной мощности генератора, сопротивление АКБ учитывать не будем, напряжение же будем оно у нас будет опорное: (часть электронной таблицы про мощность)

№	Показатель	обозн	изм	показатель	примечание, формула		
18	ЭДС фазы	e	Вольт		32,3 $e = B \cdot l \cdot v \cdot 0,89 [\sin 90^\circ = 0,89]$		
19	Напряжение акб	Ubat	14	Вольт	14,00	2,3 $\varepsilon = e - Ubat$ $R = \rho \cdot (l / mm^2)$	
20	Дельта напряжений (e-Ubat)	ε		Вольт	18,3		
21	Удельное сопротивление меди	ρ		Ом*м	0,017		
22	Омическое сопротивление проводника 1 м	R(1м)		Ом	0,000425		
23	Пропускная способность по току	J	А/мм²	8	320,00		
24	Сопротивление активного проводника фазы	rZ		Ом	0,0004		
25	Сопротивление неактивного проводника фазы	rZ0		Ом	0,0002		
26	Омическое сопротивление фазы	r0		Ом	0,0006		
27	Внутреннее сопротивление соединений цепи	rbat	0	Ом	0	R = (U^2)/P	
28	Результирующее сопротивление нагрузки	R	P [kW]	6,5	Rz [Ом]		0,03015
29	Общее сопротивление контура	Rn	Ом	Ом	0,03079		
30	Результирующий ток в контуре	I	ΔJ	A	-273,31	593,31	
31	Показатель мощности фазы	P[η]		кВт	8,306	1,81	
32	Показатель момента силы (град.расчет)	T[η]		Н*м	-21,5		
33	Частота фазы	f		Гц	616		
34	Показатель момента силы (град.расчет)	$\Delta(T)$	-10,1	11,34	T (Н*м)		-21,5
35	Мощность результирующая перекачки	кф/пр	1,2	1,1	кВт	1,32	
36	Итого мощности с дельтой генератора Ubat				кВт	6,99	
37	Итого мощности отдаваемой в сеть Uz(AC) с одной фа	кф/пр	0,8		кВт	5,59	
34	Количество фаз					2	
35	Результирующий ток в контуре	I	ΔJ	A	70	570	
36	Показатель мощности генератора	P		кВт		8,31	
37	Показатель момента силы (град.расчет)	$\Delta(T)$	1,2	22,67	T (Н*м)	-21,5	
38	Мощность результирующая перекачки	кф/пр	1,2	1,1	кВт	1,32	
39	Итого мощности с дельтой генератора Ubat				кВт	6,99	
40	Итого мощности отдаваемой в сеть Uz(AC)	кф/пр	0,8		кВт	5,59	

Исходные данные расчета ВЕДРОГЭС мы выполнили:



№	Параметр	изм.	Показатель
5	Объем перекачиваемой воды	м ³ /ч	29 1,1 кВт
9	Диаметр турбины (точка контакта)	м	0,27
10	Частота вращения турбины	об/мин	3659 3659 об/мин
11	Максимальная мощность генератора	кВт	8,6 8,3 кВт

*

Нагрузочную мощность для расчёта ввели 6,5 кВт; затраты самохода (перекачки) 1,32DC (1,1AC) кВт; Потребительская мощность составила 6,99DC (5,59AC):

Для AC: 6,5 кВт – 1,1 кВт = 5,4 кВт

Для DC: 8,3 кВт – 1,3 кВт = 6,9 кВт

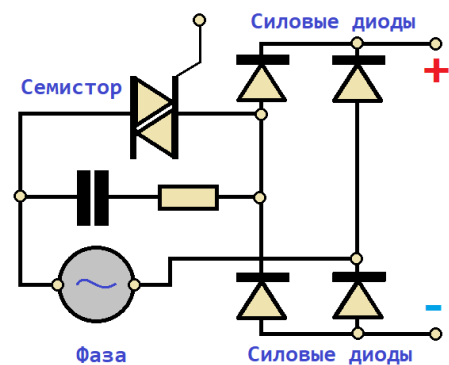
Расчет сделан по традиционному расчету и учету моментов силы турбины и генератора. Возможен вариант увеличения мощности, но и 5 кВт потребительской мощности, это:

5 кВт * 1 час = 5 кВт*ч * 24 часа = 120 кВт*ч * 30 дней = 3,6 МВт*ч

3,6 МВт *ч за каждый месяц при потребности ..., можете сами посчитать свою потребность. Такую конструкцию можно сделать даже на двоих, дружных соседей, забирать зарядный ток, для своих АКБ балласта. Извинтите куда уже мощнее.

Немного о системе выпрямления и зарядки. Опять же ничего городить не хочу. Две автономные фазы имеют свой отдельный блок управления и выпрямления. Можете использовать мощные тиристоры и диоды. Только мощность полупроводников начинает стартовать от ... для нашей установки 600А (12В АКБ), т.е. нужно в параллель ставить или два по 300А или три по 250А. Если вам необходимо напряжение 24В (ну есть у вас все под 24В, кроме БТГ), тогда решение две фазы коммутировать последовательно на свои группы 12В аккумуляторов. Блок выпрямления нужно делать на каждую группу 12В АКБ, которые при последовательном соединении формируют результирующие 24В. Только сразу имейте в виду, все соединения делайте с запасом по сечению. Система управления выполняется на свою группу АКБ.

И как сделать самому подобную ковшовую турбину.



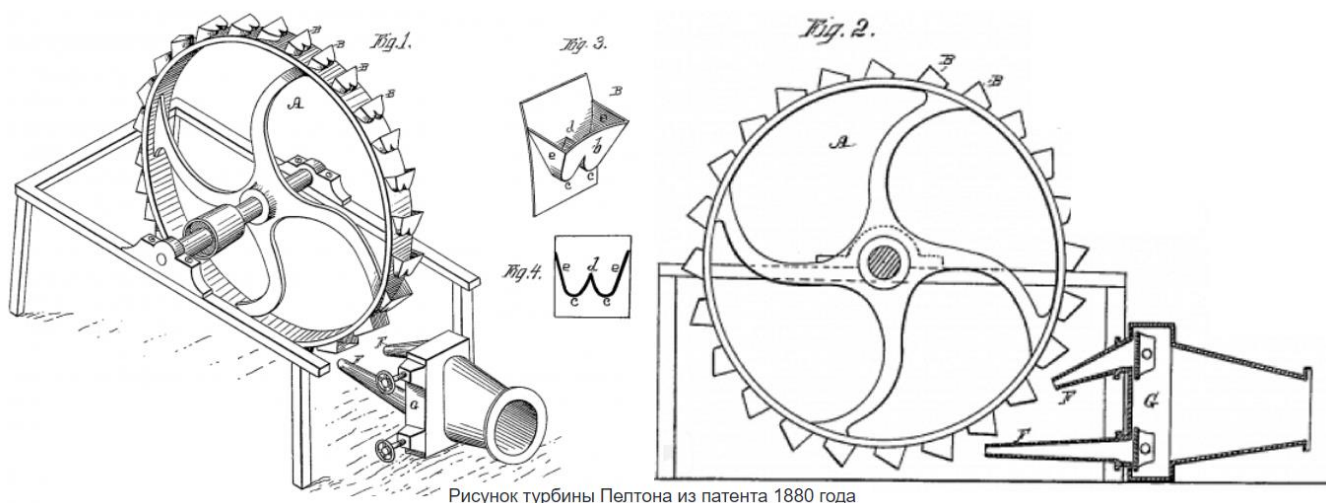
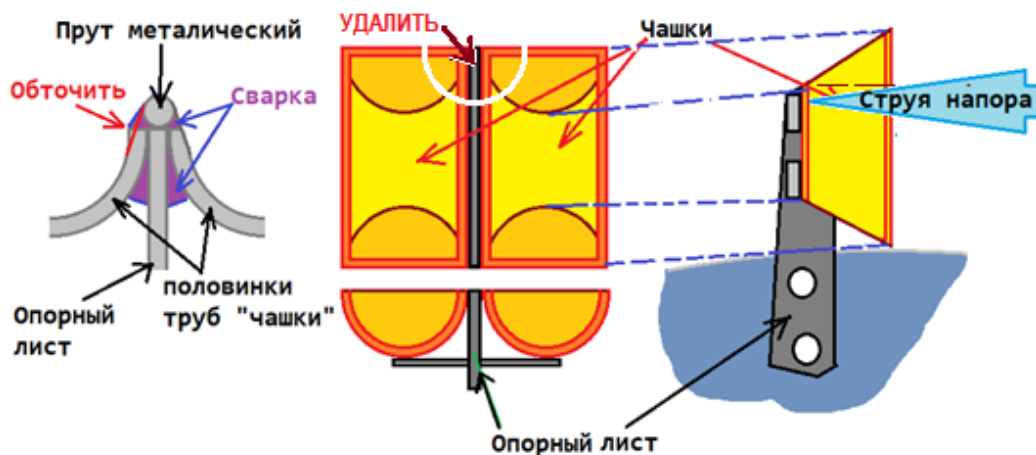


Рисунок турбины Пелтона из патента 1880 года

Если посмотреть решение самого автора, и проанализировать что можно сделать «гаражному кулибину», если негде приобрести.

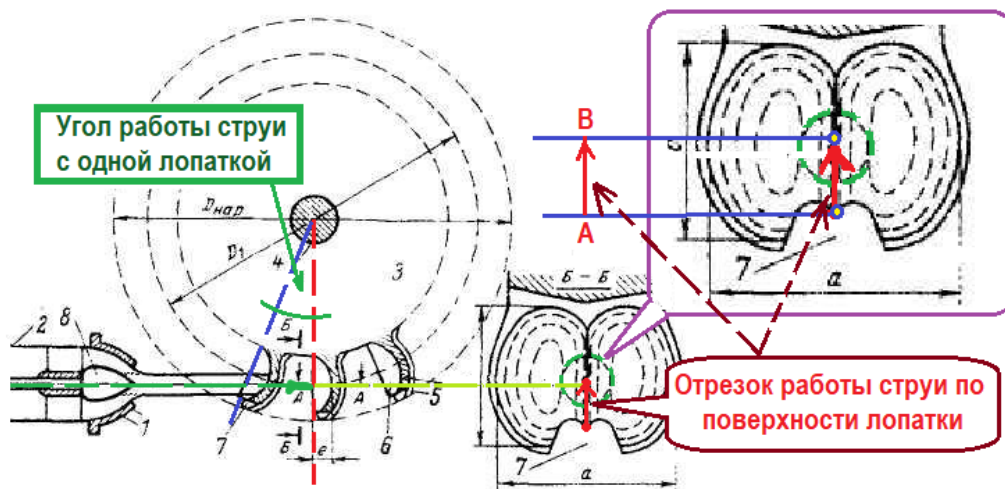
Мои идеи на этот счет. Естественно из картона и пластмассы ее не сделаешь. Ковши лют из чугуна и алюминия, по специально рассчитанным формам. В любом случае, турбина Пелтона, хоть на вид и простая, но форма чашки и ее изготовление – это технологичное изделие, которое без литейного производства выполнить сложно.

Но мы же должны иметь инженерную смекалку, что нам важно. Нам нужно чтобы струя давила на лопатку, при этом равномерно делясь на две части разворачивалась. Формируя реактивный поток, усиливая давление на лопатку. В форме чашки сферической формы, сложно выполнить, а вот линейно возможно.





Для этого берем металлическую трубу, отрезаем от нее кусочек соответствующей длины. Разрезаем продольно на две половинки получаем две заготовки под чашки. С двух сторон под косым углом необходимо приварить лист металла толщиной выбранной трубы. Наша простая чашка (корыто) готово. Берем Лист металла достаточной толщины для жесткости изготавливаем заготовку под опорную ножку. Необходимо учесть, соответствующую площадь под крепление к телу турбины с осью. И для приваривания чашек к ножке. Предусмотреть поперечные ребра жесткости. В месте стыковки чашек к ножке необходимо сделать бортик, который бы имел обтекаемую форму. Для этого поверх стыка нужно приварить соответствующего диаметра металлический прут и отшлифовать в соответствующую обтекаемую форму. Еще сложнее выполнить вырезку под струю в верхушке ковша лопатки. Сложность состоит в точном и одинаковом изготовлении всех чашечно-корытных лопаток. Немного о странностях проектирования контакта струи с лопаткой. Струя должна осуществить давление на лопатку до состояния, когда линия от точки контакта **A** и линии струи примут перпендикулярное положение, до точки контакта **B**.



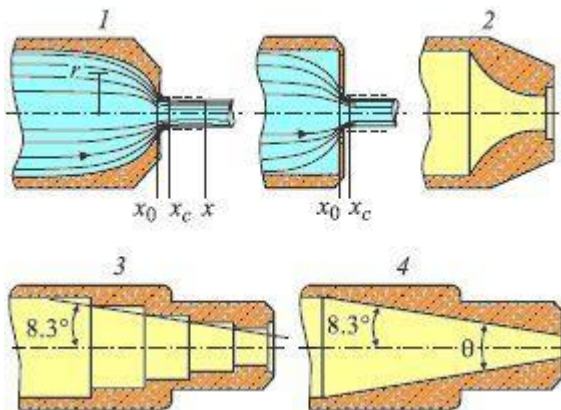
В таком положении коэффициент лопатки равен 1, именно для этого результата и выполняют такую странную конструкцию лопатки с прорезом на конце. Реактивный рикошет струи направлен в стороны лепестков, а вектор к оси турбины.

Для завершения будет концепция правильного построения автономной микро ГЭС (ВЕДРОГЭС) и АС микро ГЭС МЕЛЬНИЦА.



Начнем, с насадки или сопла. Насос должен работать, создавая давление в системе, это давление должно организовать сопло (сужение водонапорного канала насоса)

В простейшем случае сопло представляет собой цилиндрический или конический патрубок, один конец которого присоединён к источнику жидкости или газа, а из другого истекает струя. Примерами гидравлических сопел могут служить ствол пожарного брандспойта. Принцип действия сопла основан на непрерывном увеличении скорости жидкости или газа в направлении течения от входного до выходного сечения. В качестве примера рассмотрим следующие четыре типа:



(1) С возрастающей к выходу кривизной профиля. По результатам непосредственного измерения статического давления по длине и радиусу сопел и в струе, качественный вид линий тока в нём аналогичен отверстию в тонкой стенке, траектория струек имеет параболическую форму (показано справа от сопла №1).

(2) Короткое коноидальное. С традиционной точки зрения, обеспечивает наибольший расход жидкости (а, следовательно, и скорость) по сравнению с другими профилями при прочих равных условиях.

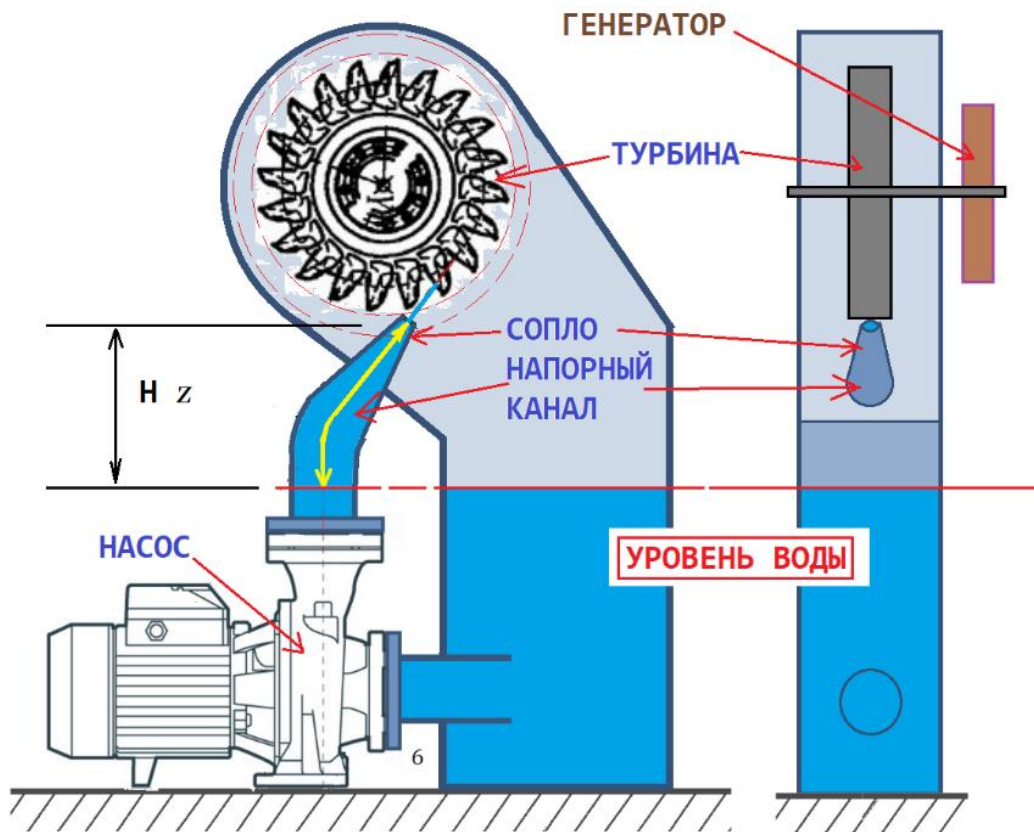
(3) Ступенчатое. Средний по длине угол раствора конуса такой же, как и у гладкого конического сопла №4. С традиционной точки зрения, ещё более ухудшить условия истечения струи и получить большее гидравлическое сопротивление сопла, не уменьшая явно его просвет, можно, пожалуй, лишь создавая противоток жидкости внутри сопла.

(4) Гладкое коническое. С традиционной точки зрения, имеет оптимальный внутренний профиль для обеспечения максимальной кинетической энергии струи на больших дистанциях. Поэтому именно так обычно изготавливают наконечники шлангов, пожарных брандспойтов, гидромониторов и прочих устройств, где необходимо получить максимальную силу и дальность струи.

Проектируем еще раз, с учетом необходимых условий: длина канала должна быть наименьшей, круговорот воды самый короткий. Турбину располагаем сверху (возможен и вертикальный бой по лопатке), Сброс воды от лопатки наименьший путь. Насос располагаем ниже уровня воды, таким образом фактическая высота подачи воды в



канале [H_z] это высота в метрах от уровня воды [в системе ведра] и высотой нахождения сопла. Как это выглядит на рисунке ниже. Сам канал подачи и сопло предлагаю выполнить одним элементом.



Делаем еще один «контрольный выстрел» ищем информацию для проверки своих расчетов. Находим, и почему она мне попала раньше, видать распорядителю было угодно направить по пути с граблями: [Работа центробежного насоса в трубопроводной сети \(Подача\)](#). Определенно радуется, наш подход был верен, отличается добавлением фактического уровня высоты [H_z] к расчетному от давлений. Есть одна рекомендация диаметр сопла не выполнять менее 10 мм (это связано с сечением струи), а скорость струи более 150-160 м/с. Также обнуляется вопрос вакуумной подачи на верхний уровень, для работы системы АС МИНИГЭС «МЕЛЬНИЦА». В конце материала по ссылке, про кавитацию уточните. Сила тяжести воды отменяется, по причине сложности выполнения процесса наполнения под давлением струи и выброса воды из ковша ведра на рассчитанной скорости вращения, по причине инерции. Но инерцию нужно использовать в больших конструкциях. Из курса физики известно, что [момент инерции](#) различных форм рассчитывается по разным формулам.



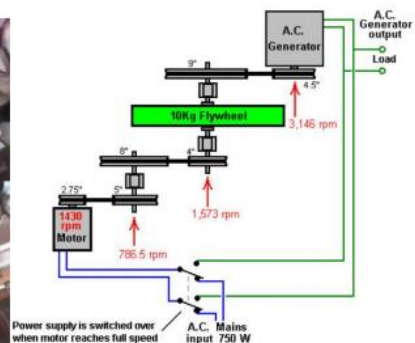
Моменты инерции однородных тел простейшей формы относительно некоторых осей вращения

Тело	Описание	Положение оси a	Момент инерции J_a
a)	Материальная точка массы m	На расстоянии r от точки, неподвижная	mr^2
b)	Полый тонкостенный цилиндр или кольцо радиуса r и массы m	Ось цилиндра	mr^2
c)	Сплошной цилиндр или диск радиуса r и массы m	Ось цилиндра	$\frac{1}{2}mr^2$
d)	Полый толстостенный цилиндр массы m с внешним радиусом r_2 и внутренним радиусом r_1	Ось цилиндра	$m \frac{r_2^2 + r_1^2}{2}$ [Комм 1]

В таблице три основных формулы для маховых колес. Если две последние мы берем за основу, то формулу для полого тонкостенного цилиндра как бы опускаем. В своей книге «[Персональные механические автономные электростанции](#)» рассматривая параметры маховика Часа Кэмпбелла в его установке (стр.14), пришёл к выводу, что его маховик пустотелый. 10 кг и такой объем легко рассчитывается. При расчете момента инерции допустил ошибку применив формулу для сплошного цилиндра, которая показатели момента инерции полого цилиндра делит на два. Возникла идея использовать свойство барабана, применить для создания мощной микро ГЭС.

Потому не меняя идеи структуры ВЕДРО-ГЭСа, меняем только конструкцию турбины. Выполняем ее из металлической трубы большого диаметра, с толщиной стенки 10 мм. Из листа металла, такой же толщины листа стали выполняем стенки с вмонтированным валом по всей длине. Нам потребуется узнать длину цилиндра, это очень просто на внешней стенке окружности нам нужно закрепить ковшовые лопатки согласно правил. Если у нас одна линия лопаток, тогда длина цилиндра может быть выполнена га 1,5 ширины лопатки. Все нужно считать, пробуем:

Вот реальная фотография скандальной установки и ее схема, на которую многие опираются.



Патента на данную установку нет, странно, что авторской работы с описанием установки так же нет.



Расчет турбины и возможностей генераторов.						
25	Средний диаметр турбины	Dd	м	1		точка контакта струи и лопатки $n = 9550 \cdot v / (Dd \cdot 1000)$
26	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	1125		
27	Угловая скорость на валу	rpm	об/мин	1125		Вращение вала
28	Линейная скорость вращения турбины	$v^*(r)$	м/с	58,85		$V = ((2 \pi * n) / 60) * R$
29	Коэффициент скорости струи и лоп.			2,00		
30	Сечение активной площади лопатки колеса	кв.м	кв.мм	0,0001	0,08	Площадь соприкос. Струи с лопаткой
31	Коэффициент лопатки	с(л)	число	1		
32	Площадь лопатки турбины НАПОРА	S(л)	м ²	0,000079		Спецификация или расчет ($S = \pi R^2$) http://vestnik.oshtu.kg/images/Journal/2008-2/prob_er
33	Сила давления струи на лопатку (напор)	F(л)	Н	544,00		
34	Крутящий момент от скорости струи	T(турб)	Н*м	272,00		$T = F \cdot r$
34	Объем/вес воды литры/кг в секунду	л/с	кг	9,24	9,23	$w = n \text{ (об/мин)} * 0,1047197551197 \text{ (рад/сек)}$ https://allcalc.ru/node/188 1 кВт электроэнергии = 1,2 кВт механики
35	Угловая скорость турбины-цилиндра	рад/с	об/мин	117,77	1125	
36	Диаметр трубы	мм	м	940,00	0,94	
37	Толщина стенок трубы	мм	м	10,00	0,01	
38	Длина трубы	мм	м	110,00	0,11	
39	Радиусы трубы внешний /внутренний	м	м	0,470	0,4600	
40	Объем цилиндров по внеш. и внут. Радиусам	V1(м3)	V2(м3)	0,08	0,07	
41	Плотность материала / радиус Dd цилиндра	кг/м2	м	7800	0,465	
42	Вес полного цилиндра (внеш / внут радиусам)	V1(кг)	V2(кг)	595,42	570,35	
43	Вес трубы без лопаток и боковых стенок	кг	V1-V2	25,07		
44	Момент импульса трубы		kg/m2	5,42		
45	Момент силы массы трубы		Н*м	638,40		
46	Вес боковых стенок			108,2		
47	Момент импульса боковых стенок			12,71		
48	Момент силы боковых дисков			1497,32		
49	Вес цилиндра без лопаток / момент инерции			133,27	28,82	
50	Момент Силы цилиндра пустотелого	T(бн)		3393,72	1696,86	
51	Результативный момент силы КОЛЕСА	T	Nm	3665,72	1968,86	
52	Ускорение/торможение вращения вала	кф	об/мин	1,00	1125	
53	Обороты колеса / мультипликация	об/мин	1:n	1000,00	0,89	
54	КПД преобразования		КПД	0,80		
55	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	1288,3	437,7	$T(G) = 1/2 \cdot T \cdot \text{кпд}$
56	Электрическая мощность генератора	W	кВт	134,9	45,8	$W = T \cdot n / 9550$

Мощность насоса я оставил прежнюю, диаметр сопла 10 мм, один ряд лопаток. Диаметр трубы для барабанной турбины 0,94 м, с толщиной стенки 10 мм. Длина трубы всего 110 мм. Крутящий момент от струи и давления на лопатку составил 272 Н*м, а от барабанной турбины при скорости вращения 1125 об/мин T = 3393 Н*м для полого цилиндра ($1/2T = 1696 \text{ Н*м}$)

Выводы делайте сами, при этом моменты цилиндра и рычага от давления струи в данном случае складываются. Расчётное значение генерации с половины момента получаем в значении 100 кВт. Данный расчет я сделал для ориентировки, тем кто ищет мощность.

Возможно кто-то разочаровался, ожидая в материале увидеть пошаговую инструкцию сборки. Этот материал идея с обоснованием и приблизительным расчетом. Вычертить и рассчитать все элементы системы весьма большой кусок работы. Надежнее все-таки приобрести готовые, к сожалению, я такие на нашем континенте не нашел.

Главное, кто-то пробовал выполнить такую установку?

Возможно вы будете первым, но вероятнее, что в числе первых!



СОМНЕВАЕТЕСЬ!? Рассмотрим еще пару материалов, где в промышленности применяют объем жидкости, сечение и скорость струи, это - Гидромониторы для размыва пород, просто смотрим методику.

Размыв породы струей воды гидромонитора является одним из важнейших элементов гидравлической разработки месторождений. Исследованиями и опытом работ установлено, что производительность разработки зависит от качества гидромониторной струи.

Основное назначение струй в гидромеханизации – разрушение грунтов, различных горных пород и залежей полезных ископаемых. Гидравлические струи для гидромеханизации создаются гидромониторами. Окончательное формирование струи в гидромониторе осуществляется насадкой – коротким коноидальным патрубком, закрепляемым на конце ствола гидромонитора. Качество и структура гидромониторной струи определяются давлением перед гидромониторной насадкой, диаметром выходного сечения насадки, профилем насадки, качеством обработки ее и условиями подвода воды к насадке.

Технические характеристики гидромониторов

Таблица 7.4

Показатели	Тип гидромонитора												
	ГДУ-250	ГМН-250	ГМН-250С	ГМЦ-250	ГМДУЭГ-250 (рис. 7.15)	ГМП-250	ГМД-250	ГМСД-300	ГМД-300	ГМДУ-300	ГМН-350 (рис. 7.16)	ГМ-350 (190)	
Рабочее давление у насадки, МПа	1,0	1,5	1,5	1,6	1,6	2,0	2,5	1,0	1,5	1,5	1,6	1,6	
Диаметр входного отверстия, мм	250	250	250	250	250	250	250	300	300	300	350	350	
Расход воды, м ³ /ч	1600	—	До 1530	До 800	До 2340	До 2000	До 2750	До 2920	До 4000	До 3800	До 4500	4500	
Угол поворота, град: в горизонтальной плоскости	100	360	360	360	360	360	360	—	330	360	270	180	
	32	32	27	35	30	27	30	—	40	27	26	26	
	28	18	27	30	30	27	30	—	20	27	10	10	
Диаметр сменных насадок, мм	50; 65; 75; 90; 100	51; 63; 76; 89	50; 70; 90; 100; 150	51; 63; 76; 89; 100	75; 90; 100; 110; 125	80; 100; 110; 125	80; 100; 110; 125	100; 115; 125; 140	125; 140; 150	100; 115; 125; 140	150; 160; 165; 175	125; 150; 165; 190	
Габариты, мм:	длина	4165	2528	3200	3460	1448	4048	4420	9000	—	5625	6870	—
	ширина	1500	—	570	1860	1250	690	2190	2105	—	2465	2247	—
	высота	1120	—	1460	1400	1600	1378	1640	2200	—	2680	2950	—
Управление*	Д	Р	Р	Р	Д	Р	Д	Д	Д	Д	Д	Д	
Масса, кг	1013	182	196	445	1080	318	1035	1013	182	196	445	1080	

* Д — дистанционное управление, Р — ручное.

1 МПа = 10 атмосфер (9 атм избыточного давления)

Размыв пород требует давления и объема жидкости. Струя работает с неподвижным препятствием. Отсюда такие цифры. Нас же интересует принципы расчета и работа со струей.

При давлении перед насадкой порядка 60 МПа и выше скорость истечения жидкости становится равной или большей по значению, чем скорость распространения звука в воздухе. При подобной скорости возникают особые явления, такие как разрыв сплошности подтекающего к струе воздуха и образование в связи с этим вакуумных областей. Условия турбулентного перемешивания в толще струи изменяются. Струи высокого и сверхвысокого давления обладают огромной разрушительной силой. Они режут твердые (изверженные) породы и даже сталь. Струи высокого и сверхвысокого давления применяют при добыче полезных ископаемых гидравлическим способом и в других случаях, когда возникает необходимость разрушения очень крепких пород. Диаметр струи на всем протяжении начального участка, т.е. от выхода из насадки до конца ядра, можно принимать одинаковым и равным диаметру выходного отверстия насадки d_Q .

Далее диаметр струи начинает увеличиваться. Длину начального участка струи определяют по формуле



$$l_0 = 145d_0,$$

где d_0 — диаметр насадки, м.

Высота и дальность полета гидромониторных струй имеют большое практическое значение при определении местоположения гидромонитора в карьере по отношению к забою.

Высоту подъема направленной вверх струи без учета сопротивления воздуха находят по выражению

$$H_n = \frac{v_0^2}{2g},$$

где v_0 — скорость струи у выхода из насадки, м/с,

$$v_0 = \varphi\sqrt{2gH_0},$$

где g — ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); φ — коэффициент скорости, принимаемый равным 0,92...0,96; H_0 — необходимый напор на насадке гидромонитора, м вод. ст.

Диаметр насадки, м,

$$d_n = (0,52...0,55) \sqrt{\frac{Q_{н.с.}}{\sqrt{H_0}}},$$

где $Q_{н.с.}$ — расход воды через насадку (подача насосной станции), м³/с.

В соответствии с полученным значением d_n насадку подбирают из числа стандартных диаметров $d_{ст.}$

Протяженность компактной части струи, м, определяют по формуле

$$L_n = \beta H_n, \quad \text{где } \beta = 0,75...0,85.$$

Как мы видим, что расчеты ведутся на основе объема жидкости и сечения струи. Я не буду проваливаться и разбирать все по косточкам, снова. Достаточно понять, что насос, скорость воды до сопла и после сопла имеют жесткую связь

Напор насоса

$$H = H_{\Gamma} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + h_n$$

Напор насоса H в насосной установке затрачивается на подъём жидкости на геометрическую высоту H_{Γ} , которая является суммой высоты всасывания $h_{вс}$ и высоты нагнетания h_n ; обеспечение разности напоров (давлений) в сосудах: $(p_2 - p_1)/\rho g$; преодоление гидравлического сопротивления во всасывающем и напорном трубопроводах h_n .

Пример 3.2. Определить давление p_1 в сечении 1–1 горизонтально расположенного сопла гидромонитора (рис. 3.6), необ-

ходимое для придания скорости воде в выходном сечении 2–2 — $v_2 = 40 \text{ м/с}$, если скорость движения воды в сечении 1–1 — $v_1 = 3 \text{ м/с}$.

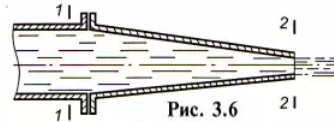


Рис. 3.6

Решение. За расчетные сечения выбираем сечения 1–1 и 2–2, в которых скорости заданы, давление p_1 подлежит определению, а давление p_2 в сечении на выходе из гидромонитора равно атмосферному. Плоскость сравнения следует провести через ось сопла, тогда удельные энергии положения $z_1 = z_2 = 0$ и уравнение Бернулли будет иметь следующий вид: $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$, откуда

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2) = 100\,000 + \frac{1000}{2}(40^2 - 3^2) = 895\,500 \text{ Па} = 0,895 \text{ МПа} = 9,12 \text{ кгс/см}^2.$$

Можете решить задачу про скорость струи самостоятельно.

Я же хочу указать на еще один вывод который сделан в академическом источнике, [результатов исследования скорости струи:](#)

Баланс энергии при ускорении воды в сопле.

Имеются следующие вклады энергии в кинетическую энергию струи:

1) уменьшение потенциальной энергии водного потока в гомогенном и гетерогенном состояниях согласно уравнению Бернулли (9), в котором плотность следует понимать, как среднюю интегральную плотность $\bar{\rho}_i$ на участке от входа в сопло до сжатого сечения;

2) уменьшение внутренней энергии окружающего струю воздуха атмосферы, которая расходуется на следующие действия:



- 2.1) преодоление нормальных компонентов импульса элементарных струек, сталкивающихся друг с другом на участке от x_0 до x_c ,
- 2.2) сжатие струи на участке от x_0 до x_c ,
- 2.3) восстановление статического давления в струе до уровня давления атмосферы.

На технически полезном участке струи от 5 до 50 см от среза ее кинетическая энергия практически постоянна для рассмотренных сопел. Поэтому обменом энергией воздуха со струей здесь можно пренебречь, но в конечном итоге его следует учитывать.

Рассмотрим пример. Для сопла N1 при $p_1 = 10^5$ Па (0.1МПа -0,98 атм) избыточных измерено: $m' = 0.198$ kg/s, $d_0 = 4.6$ и $d_c = 3.7$ mm, $\rho_1 = 1.00$ и $\rho_c = 0.62$ kg/dm³, $p_c = -0.995 * 10^5$ Па.

Мощность струи $N = m * u^{-2} / 2 = 80$ W.

Вклады в мощность струи: $N_1 = m * (p_1 - p_c) / h_{p1} = 50$ W, если принять $h_{p1} = 0.8$ kg/dm³; $N_{2.1} \sim (tg 30^\circ) m * u^{-2} / 4 = 13.2$ W.

Здесь учтены потери импульса при столкновении струй. Средний полуугол схождения струй взят равным 30° . Если он равен 35 , то $N_{2.1} = 19.5$ W. Считая давление воздуха $p_v = 10^5$ Па, $N_{2.2} \sim \pi(d_0^2 - d_c^2) / 4 * (u_c^{-2} + u_0^{-2}) / 2 * p_v$, при этом противодействие струи сжатию определяется нормальной составляющей динамического напора струи, так как абсолютное статическое давление в ней здесь очень мало.

В сумме N_1 , $N_{2.1}$ и $N_{2.2}$ дают 75.2 ... 81.5 W. Качественное и числовое согласие с балансом энергии имеет место. То же относится и к другим параметрам для сопла N1, а также к другим соплам.

Представляет интерес реактивная сила отдачи струи воды из сопла в воздух. На опыте она близка к расчетной величине для идеальной жидкости, если скорость на срезе сопла рассчитывать по уравнению Бернулли в одномерном приближении, предполагая, что статическое давление в струе на срезе близко к атмосферному. Но понимание действительных свойств струи позволяет увеличивать силу отдачи при добавлении к соплу простого приспособления. Это проверено экспериментально и будет рассмотрено в другом месте.

Обратим также внимание на то, что кажущийся высоким по сравнению с воздушной турбиной собственный КПД ковшовой гидротурбины фактически обязан возрастанию мощности потока воды в сопле, питающем турбину. Скорость водяной струи из этого сопла, нигде не проверялась экспериментально, а рассчитывалась по уравнению Бернулли в одномерном представлении.

В заключение следует подчеркнуть, что в известной нам литературе нет данных по непосредственному измерению средней скорости струй воды с поперечным размером в несколько миллиметров при скоростях струй более 10 m/s. Приводимые в [8] данные относятся к потокам в трубах в крупных энергетических установках. Нам не удалось измерить скорость струи с помощью трубки Пито, поскольку введение капилляра навстречу струе вызывает проскок воздуха с атмосферным давлением ко входу в капилляр (именно потому, что в струе отрицательное избыточное давление) и к искажению локальных параметров струи.

Для течения в соплах либо течения перед насадками или отверстиями в стенках общепринято применение уравнения Бернулли в одномерном приближении. Из данного исследования вытекает, что в потоках жидкости с переменным сечением



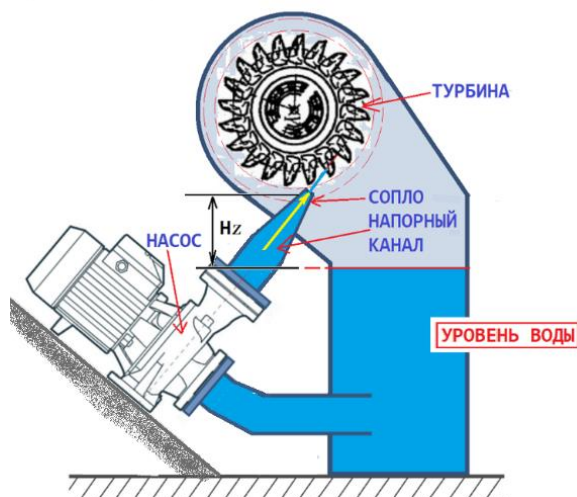
этого делать нельзя, а статическое давление в сжатом сечении всегда ниже атмосферного давления либо давления в окружающей сопло среде.

Проведены аналогичные исследования с воздухом вместо воды, и для измерения скорости потока и струи применили трубку Пито. Для воздуха также коэффициент преобразования мощности потока q больше 1 и может достигать более чем 1.3 вблизи критических параметров течения и в сверхзвуковом потоке. Однако этот коэффициент существенно ниже, чем у воды.

Как видим, вы нигде не найдете уже готового ответа на поставленные вопросы в данной работе. Однозначно одно, сила струи воды, в обнимку с турбиной ковшового типа, специальным генератором - очень интересное решение создания своей автономной микроГЭС без реки, водопада или ручья.

Пример расчета ВЕДРОГЕНЕРАТОРА с одним соплом.

Основным условием работы системы является объем перекачиваемой жидкости насосом. Нет необходимости делать длинный трубопровод, нам нужен **объем воды Q в секунду** ($\text{м}^3/\text{с}$), при соответствующем сечении и кратчайшем пути круговорота воды относительно уровня ёмкости «ВЕДРА». Расположение турбины выбираем с горизонтальной осью (опять же опыт гидростроителей). При этом напорный канал от насоса должен быть без колен. Но колено можно устроить в заборном канале. Выходной канал желательно делать 50 мм и более в диаметре. Промышленные фланцы в пределах 65 мм в диаметре. Полагаю, что оптимальный объем производительности насоса нужно иметь $\approx 50 \text{ м}^3/\text{час}$ ($0,0138 \text{ м}^3/\text{с}$ – $50 \text{ } 000 \text{ л}/\text{час}$ – $13,8 \text{ л}/\text{с}$). Исходная скорость воды на выходе из насоса при диаметре патрубка 65 мм составит 4,18 м/с. Проверим исходные данные и какое давление в системе нужно, для канала в 220 мм ($\emptyset,22 \text{ м}$)



Подберем насос, ищем в разделах промышленные центробежные насосы для перекачки чистой воды: **Поверхностный центробежный насос NF 130В (Украина)** <https://artiss.ua/nasosy-oborudovanie-nf-130b/>



Проведем проверочный расчет, напора воды и давления в системе при котором должны выполняться заявленные условия: Производительность (пропускная способность) – 54 м³/ч; Максимальный напор – 14,2 метра при максимальной мощности мотора 1,82 кВт.

5 857.2 грн



Поверхностный насос Насосы+Оборудование NF 130B

Тип оборудования	Насос поверхностный
Торговая Марка	Насосы+Оборудование
Модель	NF 130B
Тип	Центробежный
Страна производитель	Украина
Максимальный напор	14.2 м
Диаметр разъема соединения	фланец DN 65
Пропускная способность	54 м³/ч
Допустимая температура жидкости	до 40°C
Потребляемая мощность	1820 Вт
Допустимая температура окружающей среды	до 40°C

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источник/Формула/Информация
1	Динамическая вязкость при t=18°C	η	Па*с	0,0010539		КАЛЬКУЛЯТОР: https://anabot.ru/lab/calc/
2	Плотность воды 998.6 кг/м³ при t=18°C	ρ	кг/м³	998,6		Ручной ввод или предыдущая форма
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м³	9786,28		(γ=ρ*g)
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой Н (м) и традиционной формуле						
4	Производительность / D вых.патрубка	м³/ч	мм	54,00	65	q = π*d²*v/4000
5	Объем воды, Литры (л)	л/с	л/ч	15,000	54 000	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.htm
6	Сечение канала/ Скорость в канале	м²	м/с	0,0033166	4,52	V=1000*Q/S (расчет по объему и сечению)
7	Давление в системе/ Напор расчет	МПа	атм	0,112	1,101	
Мак.Давл. в системе /Напор ТТХ описание			14,20	139 251	1,374	(Паскали / атмосферы)
8	Ввод показателя давления в системе	атм	атм	1,101	1,101	Ручной ввод
9		Па	МПа	111 559	0,112	101325 Па (0,101 МПа) = 1 атм
10	Избыточное давление в системе P(изб)	Па	МПа	10 234	0,010	Избыточное давление
11	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.мм	0,065	0,003316625	Ручной /РАСЧЕТ
12		мм	кв.мм	65	3316,625	Труба канала подвода к соплу в первом сечении
13	Высота водяного столба (расч. Рез.)	Н	м	1,04	4,52	(H=P(изб)*0.0001019744288922) (v=КОРЕНЬ(2gH))

Для показателя в секундах это 0,015 м³/с (15 л/с) что сравнимо, с данными из таблицы компании ИНСЕТ <http://inset.ru/bucket-turbines/>

Микрогидроэлектростанции с ковшовыми турбинами

Параметры	Тип МикроГЭС	
	МикроГЭС 100К	МикроГЭС 200К
Мощность,кВт	до 100	до 180
Напор,м	40-250	40-250
Расход,м³/с	0.015-0.060	0.015-0.060
Частота вращения, мин-1	100; 1000; 1500	750; 1000; 1500
Номинальное напряжение, В	230, 400	230, 400
Номинальная частота тока, Гц	50	50

Сопло турбины служит для регулировки количества поступающей воды. Игла, перемещаемая внутри сопла, меняет сечение канала и расход воды, поступающий на колесо турбины.

0,015 м³/с (15 л/с) - 54 м³/ч

Подберем насадку сопло для примерных размеров нашего выходного диаметра. Именно специальные производят в Италии, продают на различных площадках.

Сопло для турбины Пелтона. (eBay)

Размер: Внешний 60 x 60 x 110 мм, ДИАМЕТР ФОРСУНКИ МАКС - 12 мм, доступны и другие размеры. Материал пластик, что выгодно в сопротивлении стенок течению воды.





Выходное сопло 12 мм, длина 110. Входной диаметр 60 мм. Таким образом нам нужен соединительный патрубок сужающий диаметр с 65 мм до 60мм, в котором крепление к насосу через соединительный фланец DN65 (65 мм проходного диаметра), крепление к соплу через резьбовое соединение (60 мм проходного диаметра). Выберем ориентировочную длину соединительного патрубка равную длине сопла 110 мм. Длина напорного канала составила 220 мм (0,22 м). Материал может быть любым, выгоднее специальный пластик для труб, но можно заказать у токаря из металла. Тогда требуется полировка внутренней части соединительного патрубка. Для такого размера выполнить ее не сложно. Можем рассчитать, что у нас выходит, по системе ВЕДРОГЭС. Расчет потерь проведем по онлайн калькуляторам для сравнения.

- 1) Онлайн-калькулятор потерь напора в зависимости от расхода жидкости и сечения трубопровода (особенность что он считает применительно к стальным трубам не новым, и фиксированной температуре воды 20°C).
- 2) Калькулятор расчета коэффициента гидравлического сопротивления трения труб (особенность, в указаниях по вводу данных, не верно указан пример коэффициента кинетической вязкости воды, он должен быть рассчитан по-другому спец. калькулятору <https://anabot.ru/lab/calc/>, результат в итоге выдает в мерности потери давления (Па), который нужно перевести в напор, или отнять от расчетного давления в системе)

Результаты первого калькулятора: Площадь сечения трубопровода: 0,003316625 мм²; Относительная шероховатость трубопровода: 0,0015384615384615385 мм; **Скорость течения жидкости: 4,522669882787472 м/с**; Число Рейнольдса: 293973,5423811857; Режим течения: турбулентный (высокие потери, точный расчет); Коэффициент гидравлического трения: 0,022561719279005514; **Потери напора по длине: 0,07961085542252318 м.в.ст**

Результаты второго калькулятора: Режим течения: Турбулентный; **Скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с-4,52**; Число Рейнольдса (Re)-293973,54; Коэффициент трения (λ)-0,024; Коэффициент гидравлического сопротивления (ξ) 0,08; **Потеря давления (Δр), Па - 841,475 (841,475 * 0,0001019744288922 = 0,085808932552064 м.в.ст.)**

Второй калькулятор дает значение потерь в большем числовом выражении, чтобы иллюзий не возникало введем его значение в расчетную таблицу.



Расчет потерь напора Н (метры)						
14	Длина канала [l]	мм	м	220	0,22	Ручной ввод, расчет длина от насоса до сопла
15	Высота напора геометрическа [Hz]	мм	м	200	0,2	Высота от насоса до выхода сопла
	Потери давления/ Потери напора	Па		841,475	0,085808933	
16	Потери напора h общие	h(общ); м		0,0858		https://zenova.ru/articles/onlayn-kalkulyator-poter
17	Высота Н в зависимости от потерь			0,958		http://moydomik.net/stroitelnyy-onlayn-kalkulyator
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
18	Диаметр сопла (фокус) d; SФ	мм	кв.мм	12	113,04	Диаметр выходного отверстия сопла
19		м	кв.м	0,012	0,00011304	Ручной /РАСЧЕТ
20	Скорость воды нагнетания	vH	м/с	4,33		$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$
21	Объем воды, [Q = π*d²*v/4000]	л/с	л/ч	14,38	51,759	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-tru
		м³/с	м³/ч	0,014	51,76	
22	Скорость воды канала фокуса	v2	м/с	0,95	120,83	$v\Phi = vH \cdot sH / s\Phi$
23	Скорость воды в фокусе V=1000*Q/S	v2	м/с	0,95	120,83	https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-tru

Как видим для идеального условия перекачки воды в канале длиной 0,22 м с Hz 0,2 м, с учетом потерь необходимо давление = 1,101 атм (0,101 избыт.) Напор пьезометрический с учетом потерь турбулентного движения воды составит Н = 0,961 метров (Исходные данные напора 1,04 метра, потери 0,0825 метра (841,4 Па)

Пересчитаем скорость воды, и объемы перекачки в напорном канале, получим: $v = 4,33$ м/с; $Q = 51,76$ м³/ч (14,38 л/с; 0,0144 м³/с).

Соотношение диаметра выходного патрубке насоса и сопла составило: $65/12 = 5,4:1$.

Скорость струи из сопла с учетом коэффициента потери скорости 0,95, составило 120,83 м/с по двум формулам, сечение струи, которое давит на лопатку составило 0,00013 м².

Рассчитаем возможности скорости вращения и мощности генератора. Для полной картины рассчитаем по двум вариантам расчета формулы силы давления струи на лопатку Ковшовую (е) и Обычную (а):





Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
18	Диаметр сопла (фокус) d; SФ	мм	кв.мм	12	113,04	Диаметр выходного отверстия сопла Ручной /РАСЧЕТ
19		м	кв.м	0,012	0,00011304	
20	Скорость воды нагнетания	vH	м/с	4,33		v=КОРЕНЬ(2*9,8*H®)
21	Объем воды, [Q = π*d²*v/4000]	л/с	л/ч	14,38	51 759	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-tru
		м³/с	м³/ч	0,014	51,76	
22	Скорость воды канала фокуса	v2	м/с	0,95	120,83	vФ =vH*sH/sФ
23	Скорость воды в фокусе V=1000*Q/S	v2	м/с	0,95	120,83	https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-tru
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
Количество сопел рассчитываемого узла				1		1 сопло один = 1 насос
24	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,375		диаметр точки соприкос. струи и лоп. от оси (м) R²=Dd n = 9550*(v/(Dd*1000))
25	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	3077		
26	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	3077		Генератор на одном валу с турбиной
27	Линейная скорость вращения турбины	v*(r)	м/с	60,39		V = ((2 π * n)/60) * R
28	Коэффициент скорости струи и лоп.			2,00	0,00	В турб. Пелтона с одной форсункой (≈0,001 - 0,01) Спецификация или расчет (S=πR²)
29	Коэффициент лопатки	c(n)	число	1		
30	Площадь струи об лопатку турбины*	S(n)	м²	0,0001130		F = k*(2γ/g)*S*(Vст -Vлоп)²
31	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	412,367	824,735	T = 1/2F*r
32	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	38,66	77,32	0,01-1 (1=100%)
33	КПД преобразования	кпд	км	0,80		T(G) = T*км*кпд
34	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	30,93	61,86	W = T*n/9550
35	Электрическая мощность генератора	W	кВт	9,97	19,93	
Расчет дельты насос/генератор						
36	Требуемый объем перекачки	м.куб/ч	л/ч	52	51 759	14,38
37	Параметры насосной группы мощность /производительность Суммарная производительность	м.куб/ч	л/с	54	15,00	1,04
		кВт	л/ч	1,82	54 000	
		шт	л/ч	1	54 000	
38	Полная мощность перекачки / Дельта Q			1,82	2 241	дельта Q должна быть положительная.
39	Полезная мощность 2/2	кВт	КПД	8,15	82%	
40	Полезная мощность 2/1	кВт	КПД	18,11	91%	

Старался подобрать диаметр турбины, в зоне соприкосновения струи и лопатки, чтобы частота вращения составила 3000 об/мин (по факту 3077 об/мин). При всех учетах компенсации моментов силы на валу турбины и генератора, коэффициента преобразования механической мощности в электрическую получили возможную максимальную мощность генератора 9,97/19,93 кВт. Предположительно возможно использовать стандартный синхронный генератор выходной мощностью 10/20 кВт. В таком случае, чтобы получить самоход придется делать линию для работы мотора: отбор мощности через зарядное устройство 2 кВт, для заряда АКБ 12 или 24 В. Мотор насоса подключать через инвертор с возможностью регулировки частоты вращения вала насоса. К сожалению, в таком варианте нагрузку подключать можно только не критичную к частоте сети, отсутствию реактивной Э.Д.С. и пусковых токов, превышающих мощность генератора, с учетом параллельно подключенных нагрузок. Для бытового использования с суммарной равной нагрузкой не выше 7/15 кВт, не критичной к частоте сети, теоретически допускается.

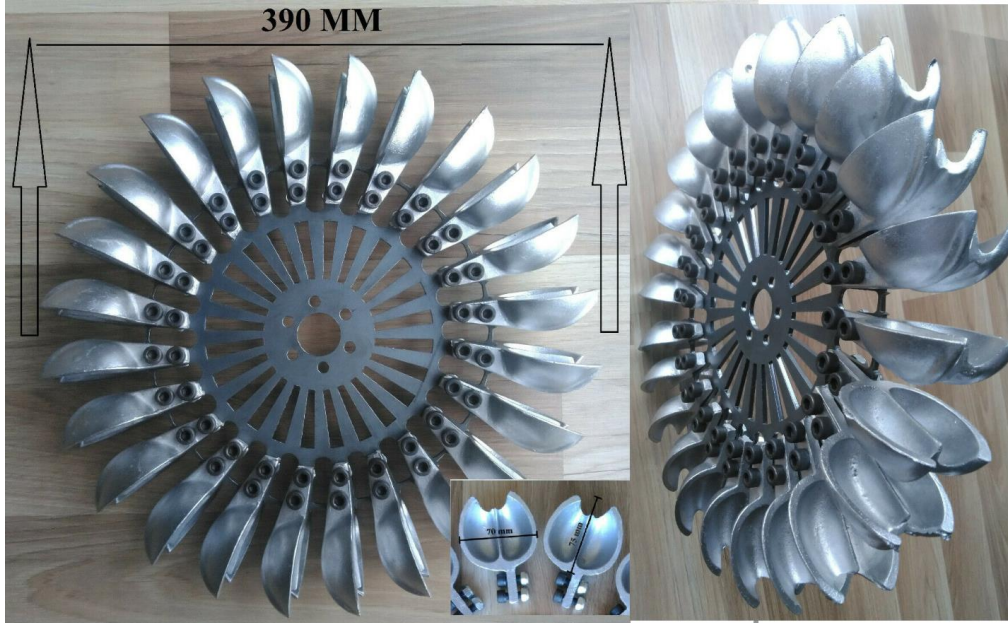
При желании организовать работу в режиме старт/стоп рекомендуется выполнять через систему преобразования переменного тока генератора в зарядный постоянный ток для балластных АКБ.

Можете рассчитать генератор, предложенный мной по мотивам генератора Грамме, в таком случае у вас будет возможность



использовать ту частоту вращения, которая у вас в реальности с доступной для вас турбиной. Остается турбина, и она так же есть в продаже:

Турбина Пелтона: Внешний диаметр 390 мм: рабочий ориентировочно 375 мм. Алюминиевые ковши Пелтона



Все остальное это уже инженерное творчество, сделать емкость и турбинную головку, с доступом по монтажу, и каналом для связи с воздухом (внутри турбинной головки, должно быть атмосферное давление) дело точных чертежей и изготовления. К слову если рассчитать от максимальных возможностей насоса, результат выше.

Остается только проверить реальность демонстрации своей установки Джеймсом Харди (James Hardy) - Патент США 2007/0018461A1. Начнем с насоса: Cal Pump Torpedo T10000-100



Характеристики

- 10000 галлонов торпедного насоса
- Большой 3-дюймовый впуск и выпуск
- 40-футовый шнур питания
- Максимальный расход 10500GPH и максимальная высота 33 фута
- Размеры 15,5 дюйма на 7,75 дюйма на 6,75 дюйма

Торпедный насос - это первый насос, предназначенный для энтузиастов пруда, который имеет легкий вес, водяное охлаждение, не использует масла и может использоваться как в воде, так и вне ее. Его большой объемный расход воды и низкое энергопотребление делают его самым уникальным насосом для пруда, и он не требует никаких инструментов для установки.

* Более 9600 г / ч при подъеме 1'

* Большой 3" МРТ впуск и выпуск для лучшего потока

* Потребление энергии 10,4 ампера * Потребление энергии 1065 Вт

* Максимальный Расход: 9600 * Максимальная Головка: 30'

Переведем галлоны в литры, дюймы в мм



Галон/час	1 гал./литр	л/ч	м.куб/ч	м.куб/с	л/с
9600	4,55	43680	43,68	0,01213	12,13

Диаметр в дюймах	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	5"	6"
Диаметр в мм	10	15	20	25	32	40	50	65	80	90	100	125	150

Мощность электромотора - 1,065 кВт;
 производительность перекачки - 43,68 м³/ч;
 диаметр входного и входного штуцера все же считаю 65 мм (2 1/2" дюйма) т.к. 80 мм это уже фланцевое крепление.
 Диаметр шланга определенно 60 мм (смотри фото справа). Длина канала порядка 1,5 метра. Диаметр Сопла визуально определяется как 25- 30 мм.



Расчет возможности показал, что реальность демонстрации самохода с нагрузкой в одну лампочку – реальность. К сожалению, у Джеймса сильно длинный патрубок и большие потери напора. 0,38 метра, но метрике пьезометрического напора. Так же турбина просто показ возможностей, и то он очевидно демонстрирует самоход.

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источники/Формула/Информация
1	Динамическая вязкость при t=18°C	η	Па*с	0,0010539		КАЛЬКУЛЯТОР: https://anobot.ru/lab/calc/
2	Плотность воды 998.6 кг/м3 при t=18°C	ρ	кг/м3	998,6		Ручной ввод или предыдущая форма
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м^3	9786,28		(γ=ρ*g)
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой Н (м) и традиционной формуле						
4	Производительность / D вых.патрубка	м3/ч	мм	43,68	60	q = π*d ² *v/4000
5	Объем воды, Литры (л)	л/с	л/ч	12,133	43 680	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.htm
6	Сечение канала/ Скорость в канале	м2	м/с	0,0028260	4,29	V=1000*Q/S (расчет по объему и сечению)
7	Давление в системе/ Напор расчет	МПа	атм	0,152	1,500	
Мак.Давл. в системе /Напор ТТХ описание				9,14	190 995	1,885 (Паскали / атмосферы)
8	Ввод показателя давления в системе	атм	атм	1,5	1,500	Ручной ввод
9		Па	МПа	151 988	0,152	101325 Па (0,101 МПа) = 1 атм
10	Избыточное давление в системе P(изб)	Па	МПа	50 663	0,051	Избыточное давление
11	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.м	0,06	0,002826	Ручной /РАСЧЕТ
12		мм	кв.мм	60	2826	Труба канала подвода к соплу в первом сечении
13	Высота водяного столба (расч. Рез.)	Н	м	5,17	10,07	(H=P(изб)*0,0001019744288922) (v=КОРЕНЬ(2gH))
Расчет потерь напора Н (метры)						
14	Длина канала [l]	мм	м	1500	1,5	Ручной ввод, расчет длина от насоса до сопла
15	Высота напора геометрическа [Hz]	мм	м	300	0,3	Высота от насоса до выхода сопла
Потери давления/ Потери напора				3678,945	0,375158	
16	Потери напора h общие	h(общ); м		0,3750		https://zenova.ru/articles/onlayn-kalkulyator-poter
17	Высота Н в зависимости от потерь			4,791		http://mojdomik.net/stroitelnyy-onlayn-kalkulyator



№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источник/Формула/Информация
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
18	Диаметр сопла (фокус) d; SФ	мм	кв.мм	25	490,625	Диаметр выходного отверстия сопла
19		м	кв.м	0,025	0,000490625	Ручной /РАСЧЕТ
20	Скорость воды нагнетания	vH	м/с	9,70		v=КОРЕНЬ(2*9,8*H®)
21	Объем воды, [Q = π*d²*v/4000]	л/с	л/ч	27,40	98 639	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-tru
		м³/с	м³/ч	0,027	98,64	
22	Скорость воды канала фокуса	v2	м/с	0,95	53,05	vФ =vH*sH/sФ
23	Скорость воды в фокусе V=1000*Q/S	v2	м/с	0,95	53,05	https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-tru
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
Количество сопел рассчитываемого узла				1		1 сопло один = 1 насос
24	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,375		диаметр точки соприкос. ступи и лоп. от оси (м) R²=Dd
25	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	1351		n = 9550*(v/(Dd*1000))
26	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	1351		Генератор на одном валу с турбиной
27	Линейная скорость вращения турбины	v*(τ)	м/с	26,52		V = ((2 π * n)/60) * R
28	Коэффициент скорости струи и лоп.			2,00	0,00	
29	Коэффициент лопатки	c(n)	число	0,6		В турб. Пелтона с одной форсункой (≈0,001 - 0,01)
30	Площадь струи об лопатку турбины*	S(n)	м²	0,0004906		Спецификация или расчет (S=πR²)
31	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	124,223	248,446	F = k*(2γ/g)*S*(Vст -Vлоп)²
32	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	11,65	23,29	T =1/2F*r
33	КПД преобразования	кпд	кп	0,80		0,01-1 (1=100%)
34	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	9,32	18,63	T(G) = T*кпд
35	Электрическая мощность генератора	W	кВт	1,32	2,64	W = T*n/9550
Расчет дельты насос/генератор						
36	Требуемый объем перекачки	м.куб/ч	л/ч	99	98 639	27,40
37	Параметры насосной группы	м.куб/ч	л/с	48	13,33	0,49
	мощность /производительность	кВт	л/ч	1,07	48 000	
	Суммарная производительность	шт	л/ч	1	48 000	
38	Полная мощность перекачки / Дельта Q			1,07	-50 639	дельта Q должна быть положительная.
39	Полезная мощность 2/2	кВт	КПД	0,25	19%	
40	Полезная мощность 2/1	кВт	КПД	1,57	60%	

Джеймсу было нужно, изменить параметры длины напорного канала, уменьшить диаметр сопла (лучше использовать готовое), и поставить ковшовую турбину результат сразу изменится кардинально.

Возможно кто-то разочаровался, ожидая в материале увидеть пошаговую инструкцию сборки с подробными чертежами. Этот материал идея, с обоснованием и приблизительным расчетом. Вычертить и рассчитать все элементы системы весьма большой кусок работы. Надежнее все-таки приобрести готовые, к сожалению, я такие на нашем континенте не нашел. Главное, кто-то пробовал выполнить такую установку? Возможно вы будете первым, но вероятнее, что в числе первых!

В последнее время все чаще многие задаются вопросом об приобретении своей маленькой электростанции, желательно в безтопливном варианте. Все предлагают, но купить нигде невозможно. Швейцарцы из фирмы РОШ, предложили решение электростанции на пузырьках, вернее реализовали. Воспользоваться этим предложением простой смертный не может, построить не выходит. Из систем доступной альтернативной энергетики всего три варианта: Солнечные панели, Ветрогенератор и мини-ГЭС. Но солнце штука особенная требует места и ночью не светит, свои нюансы. Ветрогенераторы так



же зависят от "устойчивого урагана", различных условий и ветров. Мини ГЭС? но не у всех есть доступ к быстротекущей реке или хотя бы ручью. В материале я как раз обосновываю идею и вариант как реализовать

ПРАКТИКА и РЕШЕНИЯ, позволяющие выполнить конструкцию!

Любая теория подтверждается возможностью реализовать в реальном устройстве.

Все, что излагалось выше это были теоретические рассуждения и расчеты. Эти расчеты были под впечатлением напорной технологии расчета и постройки напорных микро-ГЭС.

Но вернемся к работе нагнетательных насосов. До этого момента, я так же следовал этой парадигме. Есть еще один момент – это рабочая точка насоса и его производительность.

Рабочая точка насоса.

Самой сложной для понимания, и в то же время самой важной, характеристикой является рабочая точка, которая обозначается как производительность (подача) насоса на определенном напоре. Что это значит?

Производительность насоса - объем жидкости, передаваемый насосом по трубам в единицу времени.

Напор - удельная механическая работа, передаваемая насосом жидкости. Зависимость этих двух величин друг от друга называют гидравлической характеристикой насоса.

Точку пересечения этих двух зависимостей называют рабочей точкой системы – точкой равновесия между полезной мощностью насоса и мощностью, потребляемой водопроводной системой.

В идеале, рабочая точка должна располагаться посередине гидравлической характеристики насоса. Выход рабочей точки за пределы характеристики насоса приводит к его поломке.

На практике искателем был приобретен насос и выполнена пробная конструкция с турбиной Пелтона D - 0,39 м, и соплом d - 13 мм (промышленного и заказного изготовления). В результате насос выдал только свои минимальные возможности - 17 м³/ч. Что соответствовало его максимальному допустимому напору H - 14 метров.

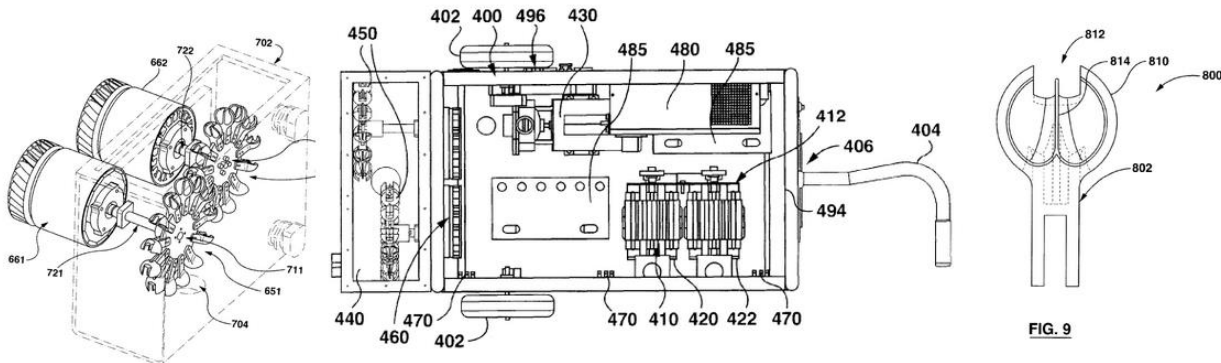
Сразу возникла мысль, что ошибка в неправильном выборе насоса. Так же существует парадигма, что **напор** и **объем** определяют параметры работы микро-ГЭС по правилам гидравлики. Да это соответствует действительности.

Правда существует же патент канадцев с демонстрацией устройства в работе. Нет ни одного свидетельства за и против. Есть свидетельства что при них система работала, но внутренности бака не демонстрируются.

Канадская мобильная гидрогенераторная установка



<http://www.gdstechnologies.ca/GDS10000.html>



Сайт живой, и даже имеются предложения к приобретению

GDS 3000	GDS 5000	GDS 10000	GDS 15000
\$4,390 CAD	\$5,360 CAD	\$7,870 CAD	\$14,885 CAD

Как видите, на большую мистификацию не похоже. Насос с виду самый обычный. Да и супермощный насос займет там приличное место. Генераторы обычные, которые применяются и продаются на *eBay* для микро-ГЭС.

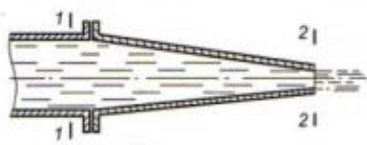
Таким образом должно быть решение, и это решение должно быть инженерное, на основе законов и правил гидравлики.

Можно и усомниться, принять все это за большую мошенническую аферу. Правда, нет ни единого судебного иска, да и последние 4 года выйти на контакт с производителями и продавцами не предоставляется возможным. Сайт определенно работает как диспетчерская. Они очень избирательно, вероятно подходят к выбору своих клиентов.

Факт только один установка работала и демонстрировала работу.

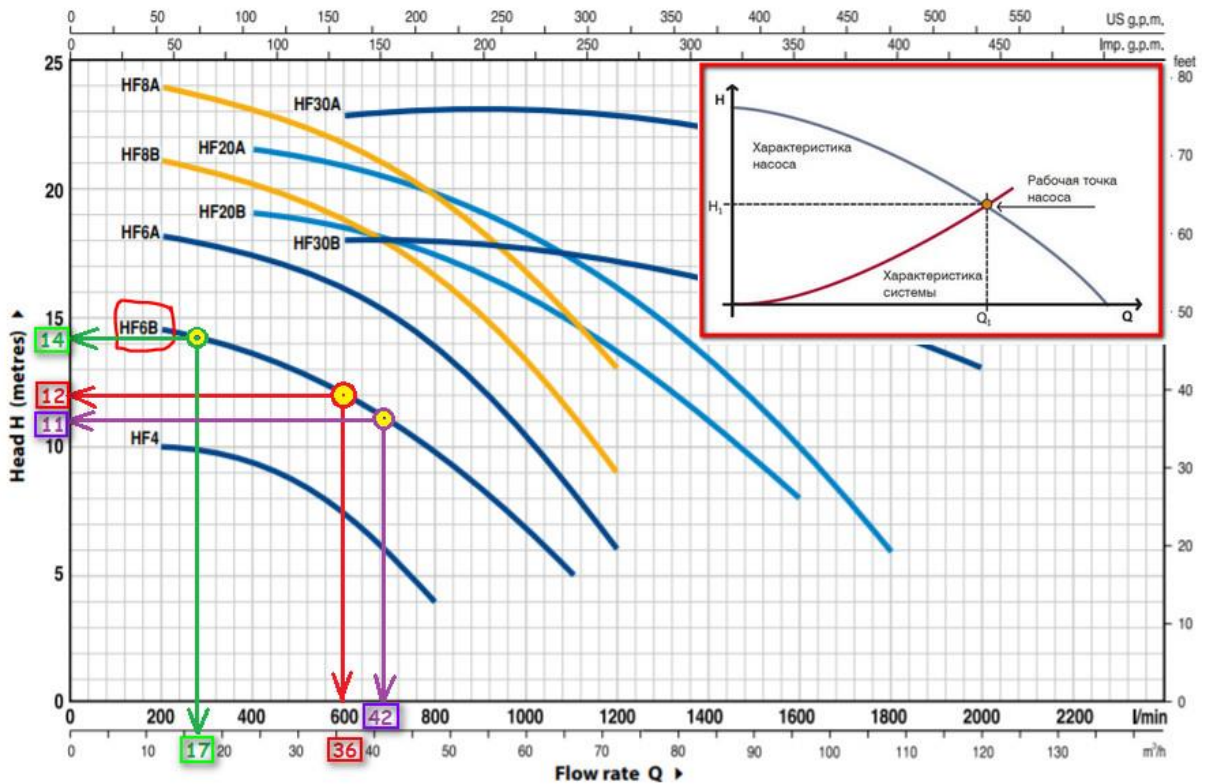


Есть еще один момент, чтобы сопло работало в заданном режиме, и не имело сопротивления потоку должно выполняться уравнение Бернулли



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2)$$

Рассмотрим диаграмму напора и производительности нашего рассматриваемого насоса:



Зеленым цветом: [H-14 метров, Q – 17 m³/h] данные показатели, которые насос с лёгкостью продемонстрировал.

При этом скорость вращения турбины составила 810-830 об/мин, что вошло в методику предложенного мной расчета.

По балансу давлений работы сопла, не хватает 4 атмосферы:

$$P_1 = 0,101 \text{ МПа} + (988/2) * (33,8^2 - 1,02^2) = 0,67 \text{ МПа}.$$

У нас в наличии только $P_1 = 0,223 \text{ МПа}$, не хватает $-0,449 \text{ МПа}$.

Возможно этот дисбаланс создает условие, что насос старается поднять давление, при этом теряет производительность. Предел насоса 2,2 атмосферы, это значит, что его работа на максимуме возможностей.

Нас интересует производительность и начальная скорость воды в канале. Красным и фиолетовым я определил моменты средней точки,



для работы насоса: **36 и 42 м³/ч**. При этом сила напора снижается, скорость воды и производительность увеличивается.

РАСЧЕТ ДЛЯ СИСТЕМЫ - ВЕДРОГЭС или иллюзии проверяются расчетом.								
№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источники/Формула/Информация		
1	Динамическая вязкость при t=18°C	η	Па*с	0,0010539		КАЛЬКУЛЯТОР: https://anabot.ru/lab/calc/ Ручной ввод или предыдущая форма (γ=ρ*g)		
2	Плотность воды 998.6 кг/м3 при t=18°C	ρ	кг/м3	998,6				
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м^3	9786,28				
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой Н (м) и традиционной формуле								
4	Производительность / D вых.патрубка	м3/ч	мм	17,00	75	q = π*d²*v/4000 https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.htm V=1000*Q/S (расчет по объему и сечению)		
5	Объем воды, Литры (ъ)	л/с	л/ч	4,722	17 000			
		м3/с	л/мин	0,005	283			
6	Сечение канала/ Скорость в канале	м2	м/с	0,0044156	1,07			
7	Давление в системе/ Напор расчет	МПа	атм	0,223	2,200			
Мак.Давл. в системе /Напор ТТХ описание			14,50	243 518	2,403	(Паскали / атмосферы)		
8	Ввод показателя давления в системе	атм	атм	2,2	2,200	Ручной ввод		
9		Па	МПа	222 915	0,223	101325 Па (0,101 МПа) = 1 атм		
10	Избыточное давление в системе Р(изб)	Па	МПа	121 590	0,122	Избыточное давление		
11	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	м	кв.м	0,075	0,004416	Ручной /РАСЧЕТ		
12		мм	кв.мм	75	4415,625	Труба канала подвода к соплу в первом сечении		
13	Высота водяного столба (расч. Рез.)	Н	м	12,40		(H=Р(изб)*0,0001019744288922) (v=КОРЕНЬ(2gH))		
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.								
18	Диаметр сопла (фокус) d; SФ	мм	кв.мм	13	132,665	Диаметр выходного отверстия сопла		
19		м	кв.м	0,013	0,000132665	Ручной /РАСЧЕТ		
20	Скорость воды нагнетания	кН	м/с	0,95	1,02	v=КОРЕНЬ(2*9,8*H@)		
21	Объем воды, [Q = π*d²*v/4000]	л/с	л/ч	4,49	16 150	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-tru		
		м³/с	м³/ч	0,004	16,15			
22	Скорость воды канала фокуса	v2	м/с	1	33,82	vФ =vH*sH/sФ		
1	Скорость воды в фокусе V=1000*Q/S	v2	м/с	1	33,82			
23	Скорость воды из форсунки	v2	м/с	1	33,82	https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-tru		
Необходимое давление на входе в сопло		МПа	атм	0,67	6,6			
Разница с давлением в расш.емкости		МПа	атм	-0,449	-4,430			
Расчет турбины и возможностей генераторов.								
Количество сопел рассчитываемого узла				1		1 сопло один = 1 насос		
24	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,39		диаметр точки соприкос. ступи и лоп. от оси (м) R²=Dd		
25	Угловая скорость вращения турбины	грм	об/мин	828		n = 9550*((0,5*v)/(Dd*1000))		
26	Угловая скорость генератора	грм	об/мин	828		Генератор на одном валу с турбиной		
27	Линейная скорость вращения турбины	v*(r)	м/с	16,90		V = ((2 π * n)/60) * R		
28	Коефициент скорости струи и лоп.			2,00	0,00			
29	Коефициент лопатки	c(n)	число	1		В турб. Пелтона с одной форсункой (≈0,5- 1,3)		
30	Площадь струи об лопатку турбины*	S(n)	м^2	0,0001327		Спецификация или расчет (S=πR²)		
31	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	37,905	75,809	F = κ*(2γ/g)*S*(Vст *Vлоп)^2		
32	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	7,39	14,78	T = 1/2F*r		
33	КПД преобразования	кпд	кпд	0,80		0,01-1 (1=100%)		
34	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	5,91	11,83	T(G) = T*κм*кпд		
35	Электрическая мощность генератора	W	кВт	0,51	1,03	W = T*n/9550		
Расчет дельты насос/генератор								
36	Требуемый объем перекачки	м.куб/ч	л/ч	16	16 150	4,49		
37	Параметры насосной группы мощность /производительность Суммарная производительность	м.куб/ч	л/с	44	12,22	2,72		
				кВт	л/ч		1,50	44 000
							шт	л/ч
38	Полная мощность перекачки / Дельта Q			1,50	27 850	дельта Q должна быть положительная.		
39	Полезная мощность 2/2	кВт	КПД	-0,99	-193%			
40	Полезная мощность 2/1	кВт	КПД	-0,47	-46%			
Обороты генератора / Момент силы			грм	3000	3,3	T(Nm)		
Передачное число/ Мощность			1:n	3,62	1,03	P(kW)		

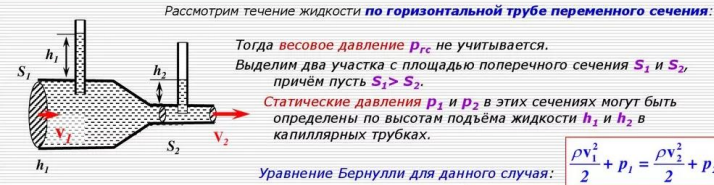
Прогнозируемо нам не удалось разогнать насос до средней точки. При этом у нас было: в первом варианте насос работал на засасывание, во втором погружен ниже верхнего уровня воды, результат хоть и отличался, но незначительно. Данная проверка как раз подтолкнула меня искать решение.



Вернемся к уравнению Бернулли:

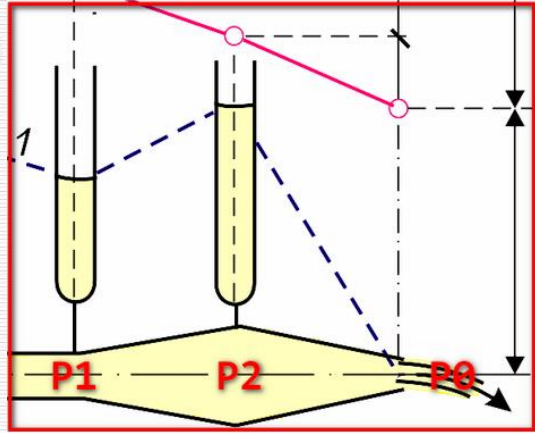
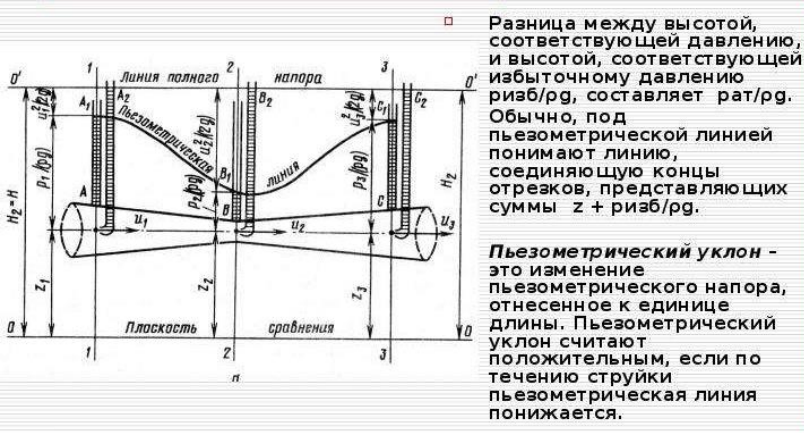
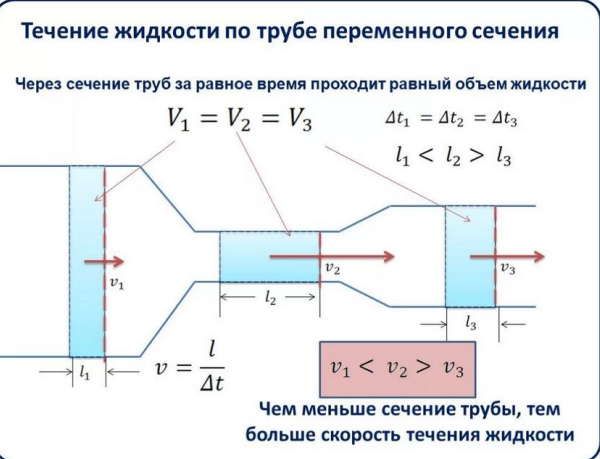
Следствия из уравнения Бернулли

2. Всасывающее действие струи



Рассмотрим течение жидкости по горизонтальной трубе переменного сечения:
 Тогда весовое давление p_{rc} не учитывается.
 Выделим два участка с площадью поперечного сечения S_1 и S_2 , причём пусть $S_1 > S_2$.
 Статические давления p_1 и p_2 в этих сечениях могут быть определены по высотам подъёма жидкости h_1 и h_2 в капиллярных трубках.
 Уравнение Бернулли для данного случая: $\frac{\rho v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + p_2$
 Из условия непрерывности струи: $S_1 > S_2$, то $v_1 < v_2$. Тогда $\frac{\rho v_1^2}{2} < \frac{\rho v_2^2}{2}$
 Тогда из уравнения Бернулли следует: $\frac{\rho v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + p_2$ $\implies p_1 > p_2$
 Статическое давление p_1 в более широкой части трубки **большее**, чем статическое давление p_2 в её узкой части.
 Если сужение значительно, то $v_2 \gg v_1$, статическое давление p_2 резко уменьшается и может стать ниже атмосферного $p_{атм}$.
 Воздух будет засасываться через отверстие в месте расположения сужения.

Вывод: в узких местах давление станет **меньше**, чем в широких местах.



В данном варианте нас интересует разность скоростей и давлений. Я нигде не нашел позиции применения, когда труба после выхода из насоса увеличивает свое сечение. Только разговоры, о методах увеличения производительности насоса. Но при этом скорость потока в трубе уменьшается, но главное увеличивается производительность. Этот прием применяют на садовых участках для полива. Часть трубы после насоса, делают большим сечением, и как следствие расход воды увеличивается. К сожалению, более детальных описаний таких комбинаций я не нашел, потому пробуем разобраться сами.

Мы уже знаем, что при работе сопла требуется соответствующая разность давлений. В пробном пуске данная разность не выполняется, что так же является причиной минимальной производительности насоса.

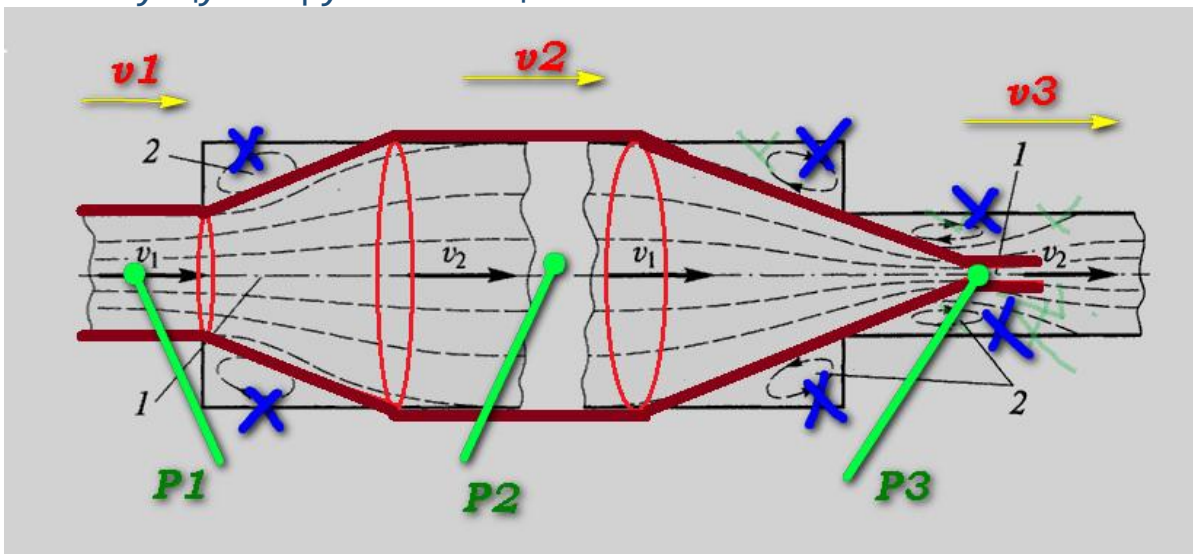
Представим, что на выходе насоса, сечение трубы увеличивается в три раза. Естественно скорость уменьшается пропорционально увеличению сечения. При этом сопротивление протеканию жидкости резко падает, но статическое внутреннее давление жидкости вырастает. Такой вот парадокс гидродинамики.



Если посмотреть на фотографию насосной станции, то на лицо применяют как раз сужение перед входом в насос и расширение после выхода из насоса.



У Американцев это просто стандарт для экономной неперегруженной работы насоса. Идея состоит как раз сделать соответствующую игру комбинаций сечениями:



- P1 – давление, создаваемое насосом;
- P2 – давление, в расширительной камере;
- P3 – Давление среды истекание сопла (1 атм).



Пробуем произвести соответствующие расчеты. Для начала параметры насоса нужно уточнить:

Модель		Мощность		Q м³/ч		0	12	16	24	30	36	42	48	54	60	66	72	78
однофаз.	трехфаз.	кВт	л.с.	л/мин	0	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	
HFm 4	HF 4	0.75	1		10	9,3	8,7	8	7	6	4,7	3						
HFm 6C	HF 6C	1.1	1.5		11.9	11.7	11.3	10.7	10.2	9.2	8	6.7	5	3				
HFm 6B	HF 6B	1.5	2		14.7	14.5	14	13.5	12.8	12	11	9.7	8.2	6.7	5			
	HF 6A	2,2	3		18,5	18,1	17,8	17,2	16,8	16	15	13,8	12,2	10,5	8,3	6		

Выбираем: Q – 36 м³/ч, H – 12 метров.

РАСЧЕТ ДЛЯ СИСТЕМЫ - ВЕДРОГЭС или иллюзии проверяются расчетом.

№	Наименование позиции	Обоз.	Изм.	ВЕДРОГЭС		Источники/Формула/Информация
1	Динамическая вязкость при t=18°C	η	Па·с	0,0010539		КАЛЬКУЛЯТОР: https://anabot.ru/lab/calc/
2	Плотность воды 998.6 кг/м³ при t=18°C	ρ	кг/м³	998,6		Ручной ввод или предыдущая форма
3	Удельный вес воды,	γ	Н/м³	9786,28		(γ=ρ*g)
Проверочный расчет скорости воды на напор воды высотой H (м) и традиционной формуле						
4	Производительность / D вых.патрубка	м³/ч	мм	36,00	75	q = π*d²*v/4000
5	Объем воды, Литры (л)	л/с	л/ч	10,000	36 000	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trube.htm
6	Сечение канала/ Скорость в канале	м³/с	л/мин	0,010	600	V=1000*Q/S (расчет по объему и сечению)
7	Давление в системе/ Напор расчет	м²	м/с	0,0044156	2,26	
	Мак.Давл. в системе /Напор ТТХ описание	МПа	атм	0,219	2,161	
8	Ввод показателя давления в системе	атм	атм	2,161	2,161	Ручной ввод
9	Избыточное давление в системе P(изб)	Па	МПа	218 963	0,219	101325 Па (0,101 МПа) = 1 атм
10	Диаметр трубы подвода трубы D; S1	Па	МПа	117 638	0,118	Избыточное давление
11	Высота водяного столба (расч. Рез.)	м	кв.м	0,075	0,004416	Ручной /РАСЧЕТ
12	Разница с давлением в расш.емкости	мм	кв.мм	75	4415,625	Труба канала подвода к соплу в первом сечении
13	Разница с давлением в расш.емкости	Н	м	12,00		(H=P(изб)*0,0001019744288922) (v=КОРЕНЬ(2gH))
Расчет скорости из сопла уточнение скорости и объема с учетом Потерь.						
	Диаметр расширительной емкости	мм	м/с	200	0,303	2,67
	Давление в расш. Емкости	м	м²	0,200	0,03140	
	Диаметр сопла (фокус) d; SФ	МПа	атм	1,557	15,37	давление в расширительной емкости
18	Диаметр сопла (фокус) d; SФ	мм	кв.мм	15	176,625	Диаметр выходного отверстия сопла
19	Скорость воды нагнетания	м	кв.м	0,015	0,00176625	Ручной /РАСЧЕТ
20	Объем воды, [Q = π*d²*v/4000]	кН	м/с	0,95	2,15	v=КОРЕНЬ(2*9,8*H@)
21	Скорость воды канала фокуса	л/с	л/ч	9,50	34 200	https://www.center-pss.ru/math/rashod-vodi-v-trub
22	Скорость воды из форсунки	м³/с	м³/ч	0,010	34,20	
23	Необходимое давление на входе в сопло	м²/с	м/с	1	53,79	vФ = vH*sH/sФ
24	Разница с давлением в расш.емкости	v2	м/с	1	53,79	https://www.center-pss.ru/math/skorost-vodi-v-tru
25	Разница с давлением в расш.емкости	МПа	атм	1,55	15,3	
26	Разница с давлением в расш.емкости	МПа	атм	0,011	0,112	
Расчет турбины и возможностей генераторов.						
24	Средний диаметр турбины	Dd	м	0,39		диаметр точки соприкос. ступи и лоп. от оси (м) R²=Dd
25	Угловая скорость вращения турбины	rpm	об/мин	1317		n = 9550*((0,5*v)/(Dd*1000))
26	Угловая скорость генератора	rpm	об/мин	1317		Генератор на одном валу с турбиной
30	Площадь струи об лопатку турбины*	S(n)	м²	0,0001766		Спецификация или расчет (S=πR²)
31	Сила давления струи на лопатку	F(n)	Н	127,674	255,348	F = k*(2γ/g)*S*(Vстр - Vлоп)²
32	Крутящий момент на валу турбины	T	Н*м	24,90	49,79	T = 1/2F*r
33	КПД преобразования	кпд	км	0,80		0,01-1 (1=100%)
34	Крутящий момент на валу генератора	T(G)	Н*м	19,92	39,83	T(G) = T*km*кпд
35	Электрическая мощность генератора	W	кВт	2,75	5,49	W = T*n/9550
Расчет дельты насос/генератор						
36	Требуемый объем перекачки	м.куб/ч	л/ч	34	34 200	9,50
37	Параметры насосной группы	м.куб/ч	л/с	36	10,00	1,05
	мощность /производительность	кВт	л/ч	1,50	36 000	
	Суммарная производительность	шт	л/ч	1	36 000	
38	Полная мощность перекачки / Дельта Q			1,50	1 800	дельта Q должна быть положительная.
39	Полезная мощность 2/2	кВт	КПД	1,25	45%	
40	Полезная мощность 2/1	кВт	КПД	3,99	73%	
	Обороты генератора / Момент силы	rpm		3000	17,5	T(Nm)
	Передачное число/ Мощность	1:n		2,28	5,49	P(kW)

Что мы имеем: Выходной диаметр патрубка насоса - 75 мм, диаметр расширения - 200 мм, диаметр сопла - 15 мм.



Расширение от насоса и сужение к соплу должно быть коноидальное (конусное) с углом не более 60° . Сужение к соплу целесообразнее выполнить с меньшим углом. Таким образом должна сработать ожидаемая загрузка производительностью насоса.

Скорость воды от насоса - 2,15 м/с 2,16 атм (2,2 атм допустимо).
Скорость воды в зоне РЁ - 0,3 м/с при 15,37 атм.
Скорость воды из сопла - 53,7 м/с в 1 атм среды.
Необходимое давление перед соплом - 15,3 атм.

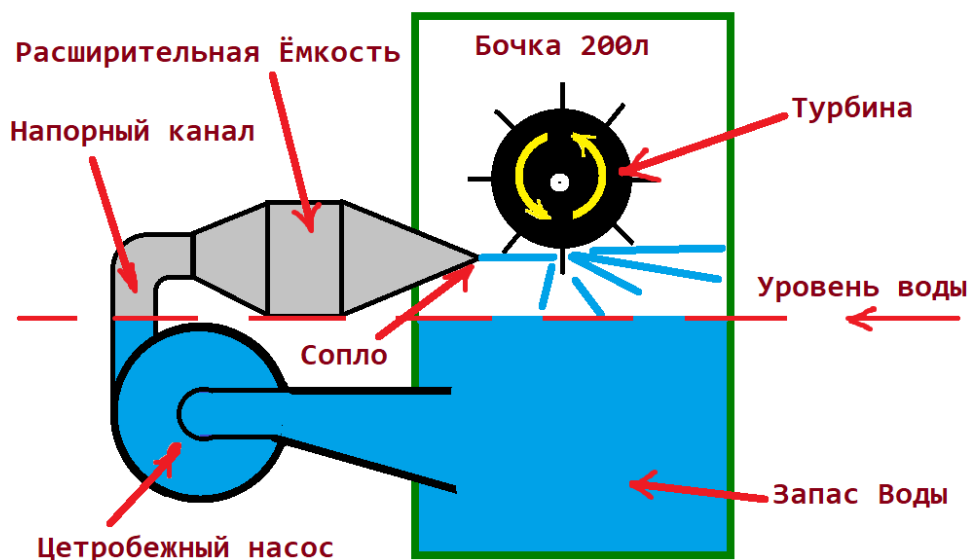
Согласно матрицы противоречий по давлениям, как в первом случае, нет. Такой на первый взгляд простой, но хитрый трюк, позволяет запустить в работу, прелести автономного гидравлического генератора.

В любом случае, работа устройства возможна только при приведении всех параметров системы, к условию выполнения законов и правил гидродинамики. Этот последний элемент **Расширяющаяся Ёмкость [РЁ]**, как раз обеспечивает выполнение двух условий загрузку производительности насоса, и работу сопла по условию давлений вход выход.

Все остальные предложения остаются в силе.

Подытожим наше повествование, и выделим основное.

Структура нашей автономной гидрогенераторной установки ВЕДРОГЭС сформировалась в следующие элементы:



Диаметр всасывающего патрубка должен быть равен диаметру расширения РЁ.

Немного проясним по пунктам:

**Гидротурбина.**

Для нашей конструкции подходят два типа импульсных (активных) ковшовых турбин Пелтона и Тюрго.

- **Ковшовые турбины.** В этом типе турбин вода подаётся через сопла по касательной к окружности, проходящей через середину ковша. При этом она, проходя через сопло, формирует струю, летящую с большой скоростью и ударяющую о лопатку турбины, после чего колесо проворачивается, совершая работу. После отклонения одной лопатки под струю подставляется другая.



Турбины: ТЮРГО



ПЕЛТОНА



Обе турбины имеют хорошие показатели давления струи на ковшовую лопатку турбины, но турбина Тюрго дешевле по отношению к турбине Пелтона.

д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Q u$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Q u$

Насос нагнетательный.

Основным показателем для выбора насоса является его производительность в средней рабочей точке. В характеристиках к изделию пишут, что у насоса к примеру напор равен 14,5 метрам, и объем перекачки 54 м³/час. В реальности же, у насоса рабочими будут иметь показатели средней точки - 36 м³/ч при напоре 12 метров, при условии минимального сопротивления напорного канала. Сопло так же имеет сопротивление, и при отсутствии соответствующих давлений на входе в сопло по отношению к атмосферному давлению среды истекания, абсолютное. Насос выбираем с достаточной производительностью средней точки.

Ориентируемся на показатель минимальный:

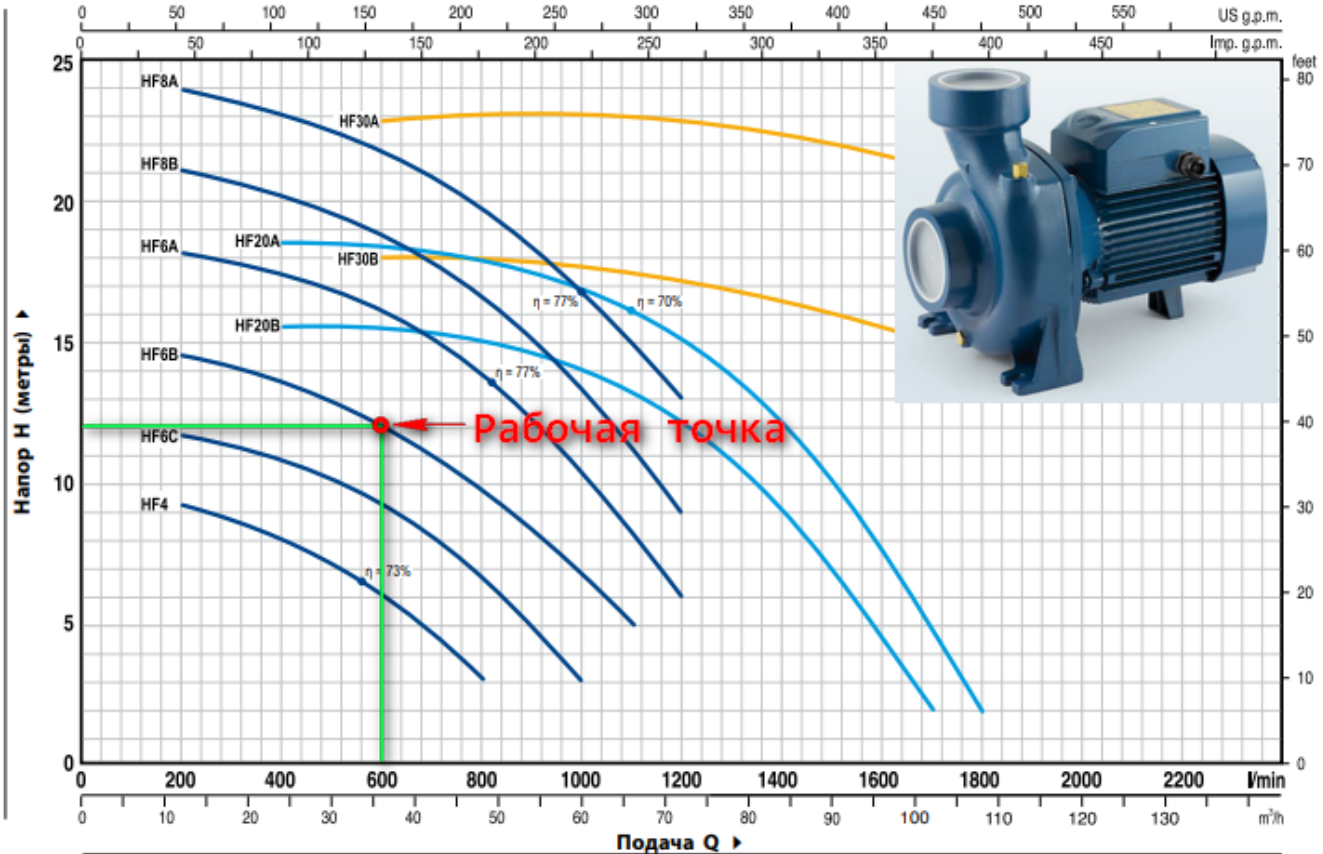
0,010 м³/с (10 л/с); 0,6 м³/мин (600 л/мин); 36 м³/ч (36000 л/ч), что соответствует перемещаемой массе в 10 кг/сек.



Именно такой насос был выбран для сборки конструкции:
<https://gidromash.ua/NF60Bpdf>

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n=2900 об/мин HS=0 м



ТИП		МОЩНОСТЬ		Q	Q																		
Однофазный	Трёхфазный	кВт	ЛС		л/мин.	0	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	84	96	102	108	120	132
HFm 4	HF 4	0.75	1	H метры	10	9.3	8.7	8	7	6	4.7	3											
HFm 6C	HF 6C	1.1	1.5		11.9	11.7	11.3	10.7	10.2	9.2	8	6.7	5	3									
HFm 6B	HF 6B	1.5	2		14.7	14.5	14	13.5	12.8	12	11	9.7	8.2	6.7	5								
-	HF 6A	2.2	3		18.5	18.1	17.8	17.2	16.8	16	15	13.8	12.2	10.5	8.3	6							
-	HF 8B	3	4		21.5	21	20.7	20	19.5	18.8	17.8	16.5	15	13.5	11.2	9							
-	HF 8A	4	5.5		24.5	24	23.5	23	22.5	21.8	20.8	19.5	18.3	16.8	15	13							
-	HF 20B	3	4		16	-	-	15.5	15.4	15.3	15.2	15	14.5	14	13	12	9	4.8	2				
-	HF 20A	4	5.5		19	-	-	18.5	18.4	18.3	18.2	18	17.5	17	16.2	15.2	12	7.8	5	2			
-	HF 30B	5.5	7.5		18	-	-	-	-	18	18	18	18	18	17.5	17	16.5	15.5	15	14.5	13		
-	HF 30A	7.5	10		23	-	-	-	-	23	23	23	23	23	23	22.5	22.5	22.5	22	21.5	21	19.5	18

Q = Подача H = Общий манометрический напор HS = Высота всасывания

Допуск характеристик в соответствии с EN ISO 9906 Grade 3.

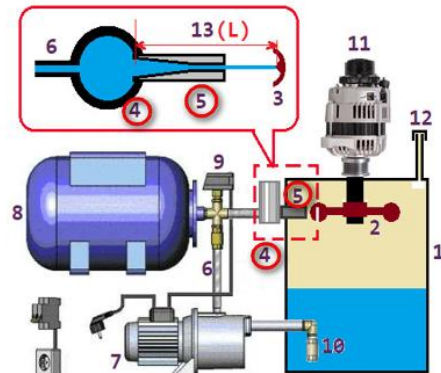
Поразительно, но выбор был сделан удачно. Диаметры входного/выходного патрубков составили 75 мм. Выходная скорость воды из насоса при полной загрузке уровня рабочей точки, будет варьироваться в пределах 2,26 – 2,10 м/с. Напор H - 12 метров или 2,1 атм.



При водосбросе с $H = 12$ м при 75 мм канале, это уже 15 м/с и 66 л/с, плюс давление в системе будет $P = 1000 * 9,81 * 12 = 117720$ Па ($\approx 1,14$ атм). Допустим при водосбросе, у нас сопло имеет диаметр 13 мм. Можем рассчитать технически, мерности скорости из сопла $V_2 = V_1 * S_1 / S_2 = 15 \text{ м/с} * 0,0018 \text{ м}^2 / 0,0044 \text{ м}^2 = 375 \text{ м/с}$, что является просто невероятной цифрой. Требуемое давление на входе в сопло, необходимо в мерности 696 атм, не хватает аж -694 атм.

То есть, в реальности потери напора будут большие и скорость будет весьма мала. Исходя из баланса давлений, когда будет выполнено условие для работы сопла – расход будет равный 9 м³/ч или 2,5 л/с. Показатели, продемонстрированные насосом, были еще меньше 1,05 л/с. Если учесть еще и потери в напорном канале, то показатель будет не 2,5 л/с, а меньше $0,5 * 0,75 = 1,87$ л/с. Именно потому, для достаточной работы сопла напорной конструкции, необходима высота и точный расчет диаметра сопла в соответствии с перепадом давлений вход и выход. В напорной гидростатике давление создает высота H - в метрах. Даже для напорного момента перепад давлений в сопле имеет судьбоносное значение.

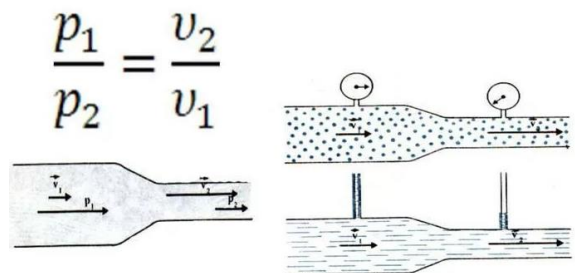
К сожалению, я данный момент упустил, и для решения гарантированно возникшей проблемы, возникла следующая идея. Идея конечно же не моя, я видел конструкцию сопла для ковшовой турбины с увеличением сечения входной трубы перед соплом, по отношению к сечению напорной трубы (к сожалению данный рисунок и документ не сохранил). Но именно вдохновившись таким решением в первой предлагаемой комбинации установки была предложена **Расширительная Ёмкость** перед соплом (см стр. 35 данной работы).



4 - расширительная ёмкость-головка сопла
5 - сопло

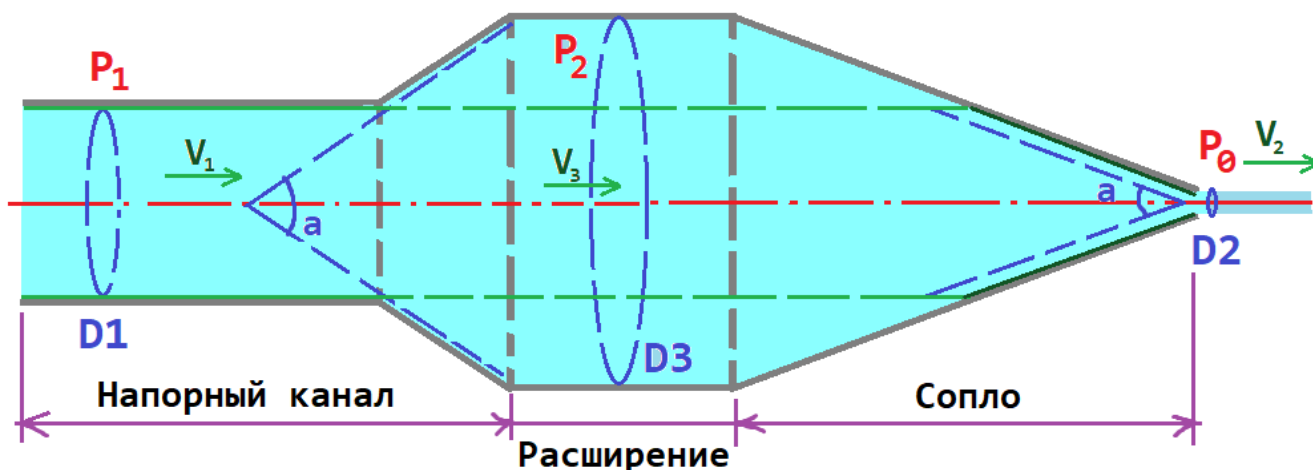
РАСШИРИТЕЛЬНАЯ ЁМКОСТЬ (ГОЛОВКА СОПЛА) + СОПЛО

Мы уже знаем проблему напора и внутреннего давления воды, в напорном канале перед соплом. Очень хорошо знаем еще со школьной скамьи, что по правилу Бернулли: «Давление жидкости, текущей в трубе, больше в тех частях трубы, где скорость её движения меньше, и наоборот».





Таким образом родилась идея соответствующего элемента нашей системы [головка сопла РЭС] *Expansion Capacity Nozzle* (см. рисунок)



Зелёным цветом я обозначил традиционный расчет канала и сечения сопла. Угол (α) не должен превышать 60° . Но в традиционном исполнении давление в канале будет зависеть от высоты напора H , или возможностей насоса нагнетателя. К сожалению, дилемма гидравлики насосов, чем меньше напор в канале, тем больше производительность. И насос работает производительнее чем меньше сопротивление течению жидкости в напорном канале. Меньше сопротивление, меньше напор и соответственно внутреннее давление в жидкости. При этом сопротивление в сопле, будет меньшим, только при условии, выполнения соотношения баланса давлений по уравнению Бернулли.



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2)$$

Самое поразительное, что при разном увеличении сечения нагнетательного (напорного) канала, адекватно уменьшается и сопротивление течению жидкости, которое видит насос и старается выполнить наполнение жидкостью, образовавшеюся «свободную» полость. Тем самым повышая свою производительность. Парадокс состоит в том, что внутри - статическое давление в зоне расширения растёт, скорость падает, а для насоса наоборот это как падение сопротивления.

После зоны расширения необходимо выполнить коническое сужение канала до диаметра сопла. Угол сужения должен быть меньше 60° . Таким образом внутри статическое давление зоны расширения будет как бы отражающей платформой, для разгона жидкости в сопле.



Давление воздуха среды истекания воды, меньше чем давление напорного канала, это условие должно соблюдаться как минимум в два раза $2P_1 > 1P_0$.

Данный узел должен быть выполнен с учетом способности выдерживать внутри статическое давление воды на этом участке. К примеру, в расчетной версии, которая предложена по реальной конструкции 2,0 атм вход от напорного канала и 15,4 атм в зоне расширения. Резкое повышение давление в канале имеет еще и свои прелести на выносливость стенок.

Какие предельные параметры для данного узла, сложно сказать, но здравый смысл должен присутствовать.

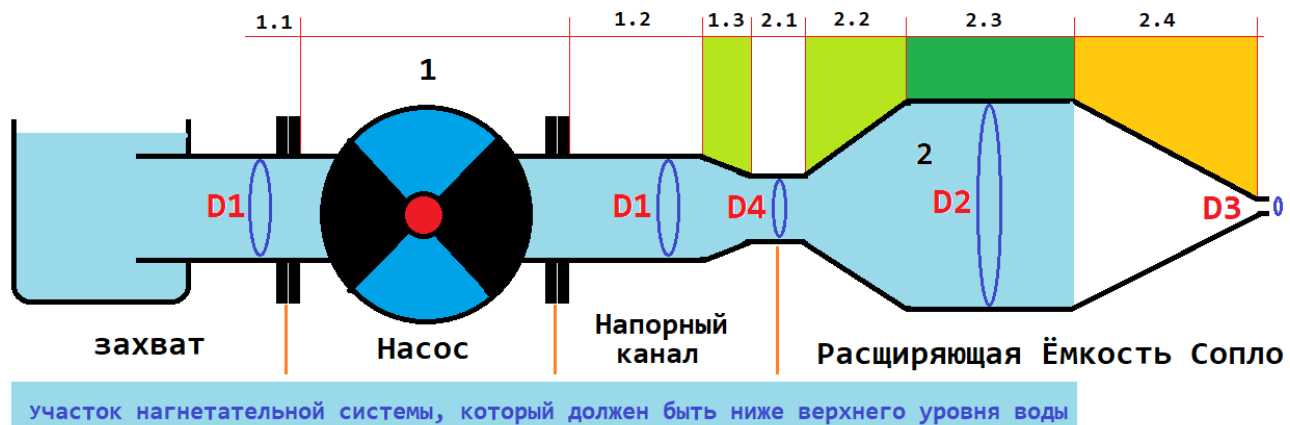
Еще одна особенность регулировка отверстия диаметра сопла в данной конструкции не желательна. Так как регулировать объем зоны расширения не предоставляется возможным. Работа сопла и насоса нужно планировать на постоянной основе.

Как рассчитать сечения. Берем параметры работы средней точки насоса и вводим их в таблицу. Потом вводим диаметр напорного канала (диаметр выходного шлица насоса) и диаметр сопла. Подбираем диаметр расширения таким образом, чтобы внутри статическое давление воды, в зоне расширения соответствовало условию работы сопла.

В такой комбинации сопротивление прокачки воды через нагнетательный канал будет минимальным, и работа насоса ожидается в его штатных показателях средней точки.

Остается только изготовить само сопло с головкой сопла РЁ, в соответствии с условиями предельного давления и соответствующих креплений.

Есть еще один момент, чтобы уменьшить давление в Головке РЁС, необходимо увеличить скорость входа жидкости в головку. Это возможно сделать, уменьшив входное отверстие в диаметре. Можно уменьшить просто участок напорной трубы перед головкой. Общий вид системы отображён на рисунке ниже.

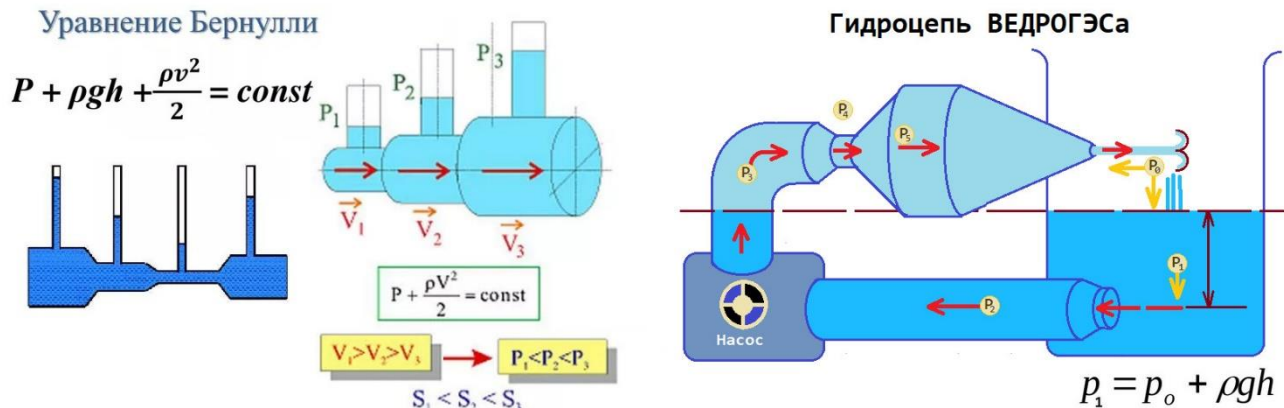




Зоны 1.1, 1.2 это нагнетательный и засасывающий каналы. Зона 2.1 это зона сужения перед головкой РЭС. Зона 1.3 это зона сужения конусного типа с углом не более 60° . Зона 2.2 конусное расширение РЭС с углом не более 60° . Зона 2.3 это максимальное расширение РЭС. Зона 2.4 это конусное сужения сопла, его угол желательно должен быть меньше 60° . ($40-35^\circ$). Длина зон 2.4 = 2.3 должна быть равна.

Вот такой парадокс гидравлики.

Для наглядности все точки вы можете определить сами:



Для закрепления материала подсмотрим как эти проблемы решают, инженеры конструкторы. В одном исследовательском объединении, отработывают механизмы подводных пусков ракет. Их задача поместить образец (ракету) в среду в которой будет скорость ракеты относительно воды соответствующая, естественно по принципу правила от места расположения слагаемых сумма не изменится.

Физическое и математическое моделирование гидродинамики подводного старта ракет (<http://journal.almaz-antey.ru/jour/article/view/194>)

Аннотация

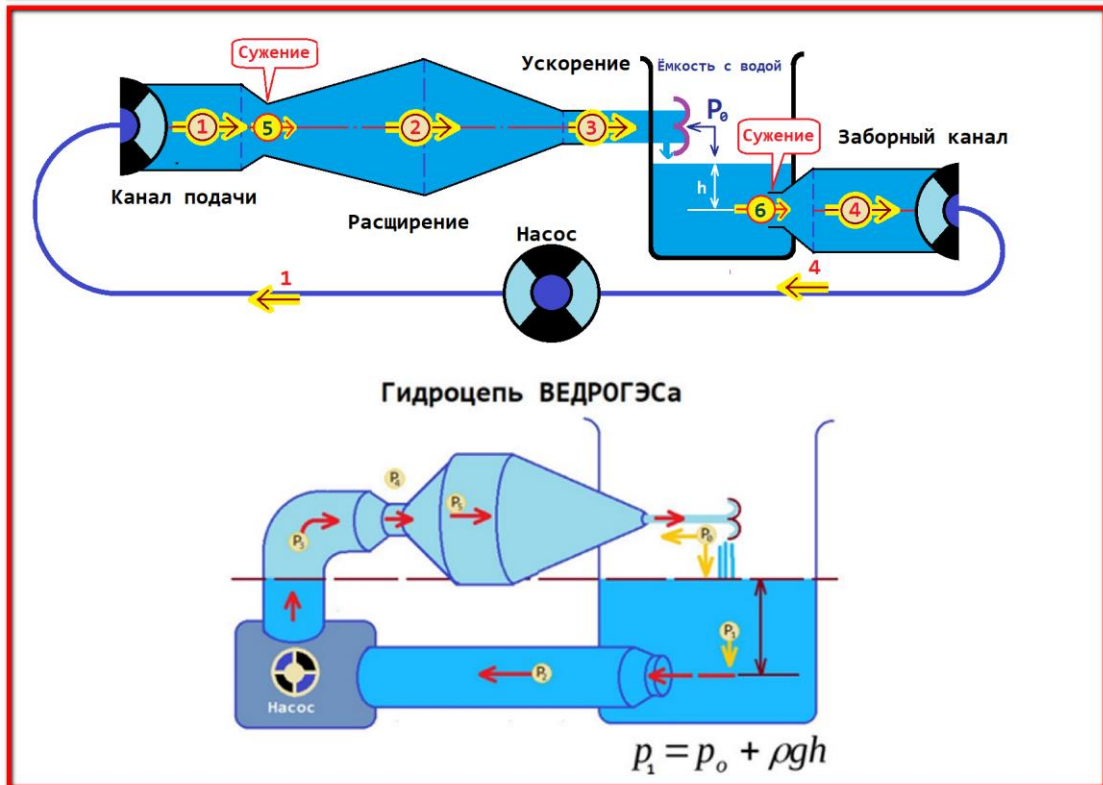
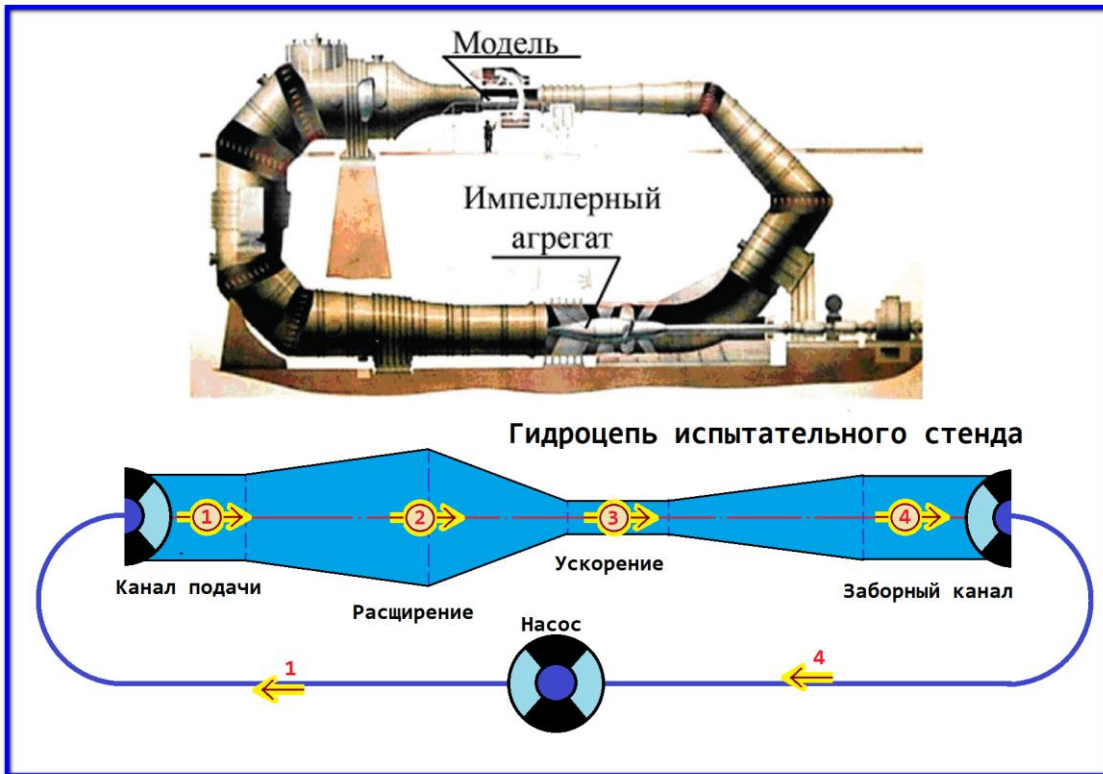
В соответствии с техническими характеристиками экспериментальных установок – гидробассейнов, гидротруб – разработаны методы моделирования гидрогазодинамических процессов, определены требования к моделям и энергосистемам старта, условиям проведения испытаний, правила пересчёта результатов модельных испытаний на натурные условия. Математическое моделирование проводилось на основе метода контрольного объёма с учётом многофазности среды и наличия силы тяжести на примерах подводных стартов торпед из горизонтальных пусковых установок движущихся носителей и ракет из вертикальных пусковых шахт.

Отработка старта изделий морского базирования проводится различными способами и методами, и определение гидродинамических характеристик ракетной техники осуществляется как расчётными способами с использованием программных комплексов на ЭВМ, так и методами экспериментальных исследований, проводимых на гидродинамических установках с использованием моделей.

Экспериментальная отработка подводного старта может быть выполнена на гидродинамической базе ОАО «ГРЦ Макеева», в которую входят



гидробаллистический бассейн (ГБ) (рис. 1), две большие скоростные гидродинамические трубы (БСГДТ) с горизонтальным (рис. 2) и вертикальным (рис. 3) рабочими участками.

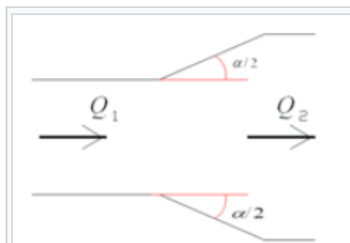


Безусловно, инженеры-конструкторы решали совершенно иные задачи. Но принцип решения совпадает (он не может не совпасть, так

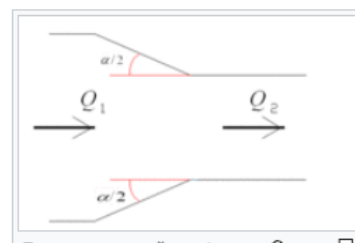
**как нужно выполнить правила гидродинамики по уравнениям Бернулли).**

В нашем контуре добавлены емкость с атмосферным давлением на поверхности и выходом струи воды (P_0), для передачи силы давления турбине. Также дополнительно имеем два элемента:

1. Конфузора / диффузора гидравлического элемента нашего редуктора головки сопла, в фокусе (5) [P_4] скорость увеличивается, давление уменьшается. Благодаря этому требуется меньшее давление в фокусе расширения (2), для выполнения условия работы сопла (3).



Гидравлический диффузор: Q_1 — поток жидкости в узком сечении трубы; Q_2 — поток жидкости в расширенной части трубы. Скорость жидкости в расширенной части меньше скорости в узкой части трубы

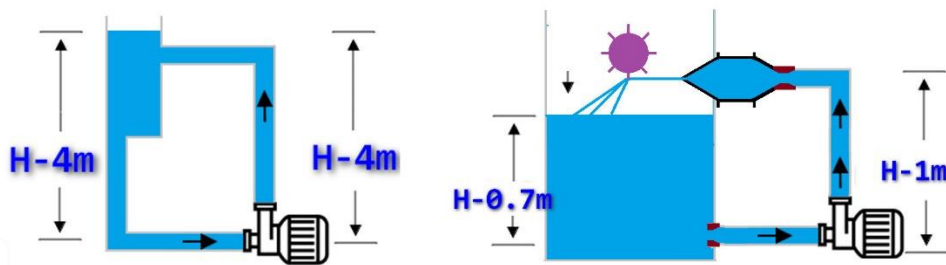


Гидравлический конфузор: Q_1 — поток жидкости в широком сечении трубы; Q_2 — поток жидкости в узком сечении трубы

2. Диффузора на входе заборного канала насоса, для выравнивания давления воды в трубах выхода и входа центробежного насоса. Это опять же делаем для общеизвестного факта.

Давление, создаваемое насосом, не всегда равно давлению в напорной линии и не всегда связано с высотой подъема жидкости насосом.

Дело в том, что жидкость может попадаться в насос уже с некоторым давлением (положительным или отрицательным). Левый рисунок, когда при работе в замкнутом контуре полезный напор насоса равен 0.



На изображении слева показана схема, при которой насос перекачивает воду в замкнутом (но не изолированном от атмосферы) контуре. Высота подъема жидкости после насоса равна 4 метра, но и на вход в насос вода попадает с тем же самым подпором 4 метра. Поскольку статическое давление на входе и выходе из насоса равны, то полезный напор, создаваемый насосом, будет равен 0 (или чуть больше 0 с учетом потерь на сопротивление). Иначе говоря, насос будет работать при нулевом перепаде давлений. Все, что требуется насосу в этой ситуации – это преодолеть сопротивление трубопровода. При этом давление в корпусе насоса будет равно 0,4 кгс/см² (то есть будет равно статическому давлению столба воды высотой 4 метра).

Правый рисунок, это наш гидравлический контур ВЕДРОГЭСа, где мы установкой диффузора на входе всасывающего патрубка решаем



вопрос выравнивания давления в трубе подачи и забора, обеспечивая условие для насоса описанном выше. Цели две: максимальная производительность объема перекачиваемой воды и долгосрочность, безаварийность работы насоса и его электродвигателя.

СОБСТВЕННО, «ВЕДРО» - ЁМКОСТЬ С ВОДОЙ И УСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНОЙ

Собственно, вариаций может быть множество. Основное это обеспечить свободный отскок воды от турбины. И каналы напора и водосброса должны быть максимально кратчайшими.



Одна особенность, рабочее колесо насоса должно быть в затопленном состоянии. Есть возможности рассчитать и выполнить соответствующий шкаф с отводами для замены воды, добавления воды, чтобы доступ был для проведения регламентных и ремонтных работ.

Формула расчета объема гидроаккумулятора:

$$V = Q * \beta / 4 * k$$



$$\beta = 1 / (1 - (P2 - 2) / P1)$$

V - объем гидроаккумулятор, м3

Q - расход насосной установки, м3/ч

k - количество включений насосной установки в час, вкл/ч

P1 - давление отключения насосной установки, м

P2 - давление включения насосной установки, м

СОБСТВЕННО, «ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ» ГЕНЕРАТОР (АЛЬТЕРНАТОР)

У многих возникает вопрос какой? И главное сразу хочу ответить специальный, рассчитанный на мощность турбины и ее обороты. Вариантов собственно два спроектировать и выполнить гидравлический контур с турбиной, под ваш генератор или рассчитать и выполнить сам генератор (вариант такой машины я привел в данной работе). Так же существуют и различные готовые образцы. Вы можете приобрести к примеру, два генератора и прикрепить их к двум концам вала гидротурбины, вашей емкости. Решений всегда больше чем одно.

К примеру, вот такой генератор 12/24В на 5 кВт:

https://www.ebay.com/itm/133322024464?ul_noapp=true

Apollo True Power 5000W AC 12V/24V Magnet PMA Wind Turbine Generator Micro Hydro
 79 viewed per day

Condition: **New**
 Quantity: More than 10 available / **32 sold**

Price: **US \$249.00** **Buy It Now**
Add to cart
 Add to Watchlist

100% buyer satisfaction **32 Sold** **More than 62% Sold**

Shipping: **\$129.99** Expedited International Shipping | [See details](#)
 International shipment of items may be subject to customs processing and additional charges.
 Item location: Point Roberts, Washington, United States
 Ships to: Worldwide | [See exclusions](#)

Delivery: Estimated between **Tue, Dec. 22 and Wed, Jan. 6**
 Seller ships within 3 days after [receiving cleared payment](#).

Payments:

Returns: Seller does not accept returns | [See details](#)



Единственное, что максимальная нагрузка потребителей будет меньше. Если применить традиционный коэффициент эффективности 0,8 получим 4 кВт.

Из них $1,5 \text{ кВт} * 1,15 (\text{коэф. преобразования DC/AC}) = 1,75 \text{ кВт}$

Получаем максимальную мощность, отдаваемую потребителю /зарядка АКБ: $4 \text{ кВт} - 1,75 \text{ кВт} = 2,275 \text{ кВт}$. Поверьте, это очень неплохой результат $I=P/U = 2275 \text{ Вт} / 14\text{В} = 162,5 \text{ А}$

Что такое 162А - 14В - 2,27 кВт.

Мы можем оценить только возможности при полной отдаче:

1 час – 2,27 кВт*ч; Сутки – 54,48 кВт*ч; Месяц – 1,6 МВт*ч

За год (365 дней)- 19,8 МВт*ч

Сравним с СЭС где панели имеют 5 кВт производительность:

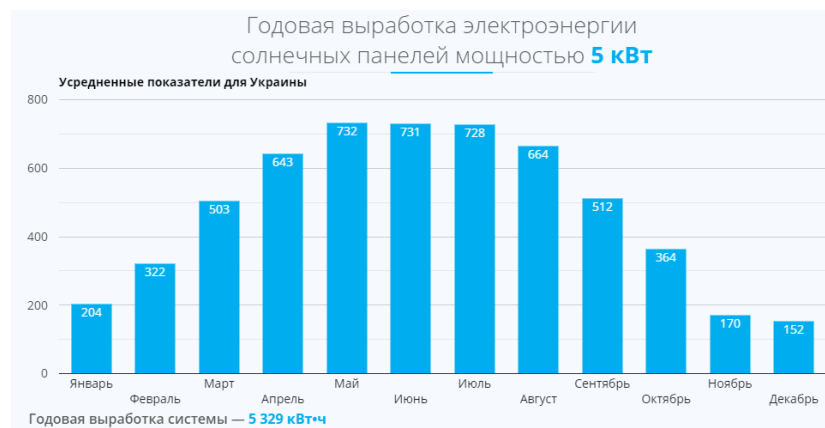
<https://solarenergo.ua/avtonomnye-solnechnye-yelektrostantsii/gibridnaya-solnechnaya-yelektrostantsiya-infinisolar-5kwt/>

Однофазная гибридная солнечная электростанция на 5 кВт построенная на базе инвертора InfiniSolar V II-5KW-48vdc является самым экономичным, но в тоже время надежным решением. Данная модель позволит не только обеспечить Ваш дом автономным электроснабжением при периодических перебоях с электричеством, но и при наличии сетевого подключения к РЭС продавать излишки электроэнергии по «зеленому тарифу».

Состоит данная СЭС помимо инвертора из 14-ти солнечных монокристаллических батарей по 370 Вт каждая (5180 Вт суммарно) и четырех необслуживаемых AGM аккумуляторов по 1,2 кВт*ч каждый. Сам гибридный инвертор оснащен одним интегрированным mppt-трекером, что позволяет задействовать один ската крыши под установку солнечных панелей.

При дополнительном подключении дизельного генератора с функцией автозапуска гибридная электростанция InfiniSolar обеспечит полную автономность электроснабжения даже в зимний период.

Стоимость оборудования: (без монтажа) 4 091 USD



Солнечная батарея - Trina TSM-HoneyM DE08M 370W TOP Tier 1
 Цена: 3370 грн * 14 шт = 47180 грн (1652,06 USD)

Стоимость ВЕДРОГЭСА с генератором 5 кВт и насосом мощностью 1,5 кВт, оценивается в пределах интервала цен: 1535–2000 USD



Думаю, сравнивать вообще не уместно, но сделаем такое сравнение

СЭС (5 кВт) – 1652 УЁ – 5,3 МВт*ч в год
ВЕДРОГЭС – (5 кВт) – 2000 УЁ – 19,8 МВт*ч в год

(При реальной отдаче ВЕДРОГЭС в половину максимума - это 9,9 МВт*ч/год)

Без идеи, нет ничего. С идеей появляется возможность. Но устройство, появляется только у решительных, настойчивых и целеустремленных. Придется поднять и изучить большой пласт соответствующих дисциплин. Освоить конструирование, изготовление, настройку и обслуживание. В одиночку сложно, эффективнее командой.

Если будете бояться пробовать (ведь начавши, бросить уже тяжелее), никогда не постройте, но это не значит, что другие этого не сделают раньше вас. Вопрос только поделятся ли информацией? Сегодня выставлять на показ, что вы владеете подобным устройством еще не безопасно по различным причинам.

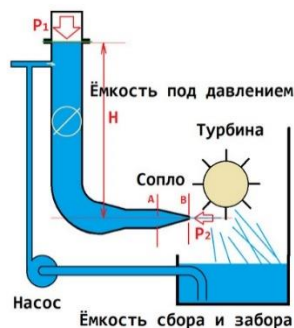
Очень надеюсь, что данный материал кому-то пригодится, или воодушевит на большие изыскания в этой области. Если считаете возможным, отблагодарить материально более цены за материал, пройдите по адресу БЛАГОДАРНОСТЬ (в конце страницы) там есть ссылки. Я буду вам благодарен и нисколько не откажусь от помощи в это сложное время. Желаю вам, чтобы у вас всё получилось.

[Free Energy Ukraine - Over Unity Systems \(do.am\)](http://Free Energy Ukraine - Over Unity Systems (do.am))

С уважением,

Серж Ракарский

Киев, июль-ноябрь 2020





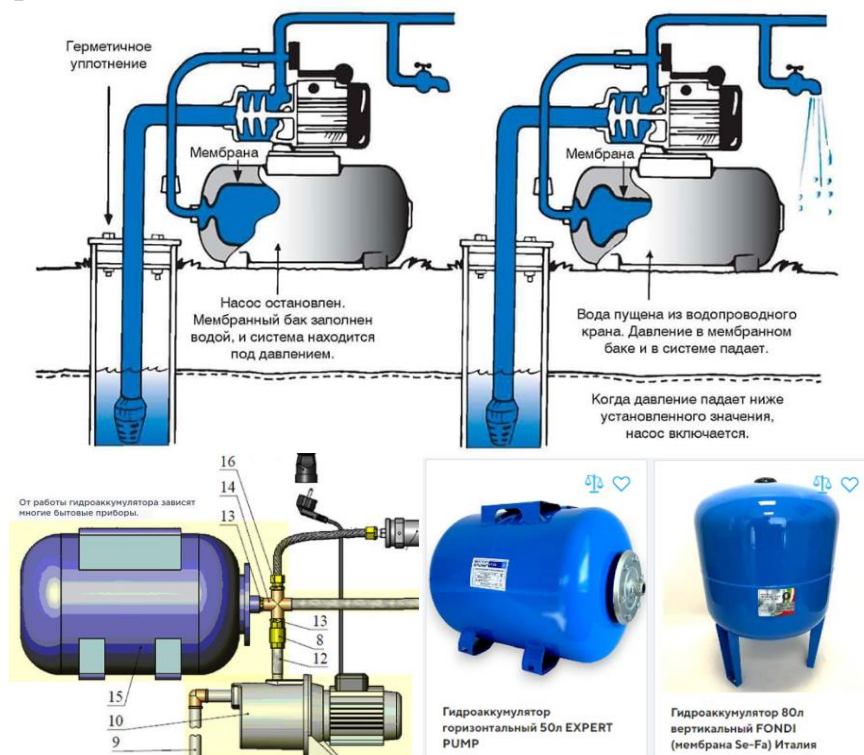
Продолжение:

К сожалению теория гидроредуктора okazaдась ложной. Если применить гидродинамический расчет, то повышение давления для диффузора не выполняется по простой пропорции. Повышение будет присутствовать, но в значениях далеких от необходимых.

В момент когда я брался за выполнение данной задачи у меня был еще один вариант решения через гидроаккумулятор.

Гидроаккумулятор (мембранный бак) - это устройство, работающее под давлением, которое позволяет накапливать энергию сжатого газа или пружины и передавать её в гидросистему потоком жидкости, находящейся под давлением.

Гидроаккумулятор — это мембранный бак из стали, который отвечает за индивидуальную подачу холодной или горячей воды. Что обеспечивается за счет поддержания правильного давление воздуха в напорной системе водоснабжения.

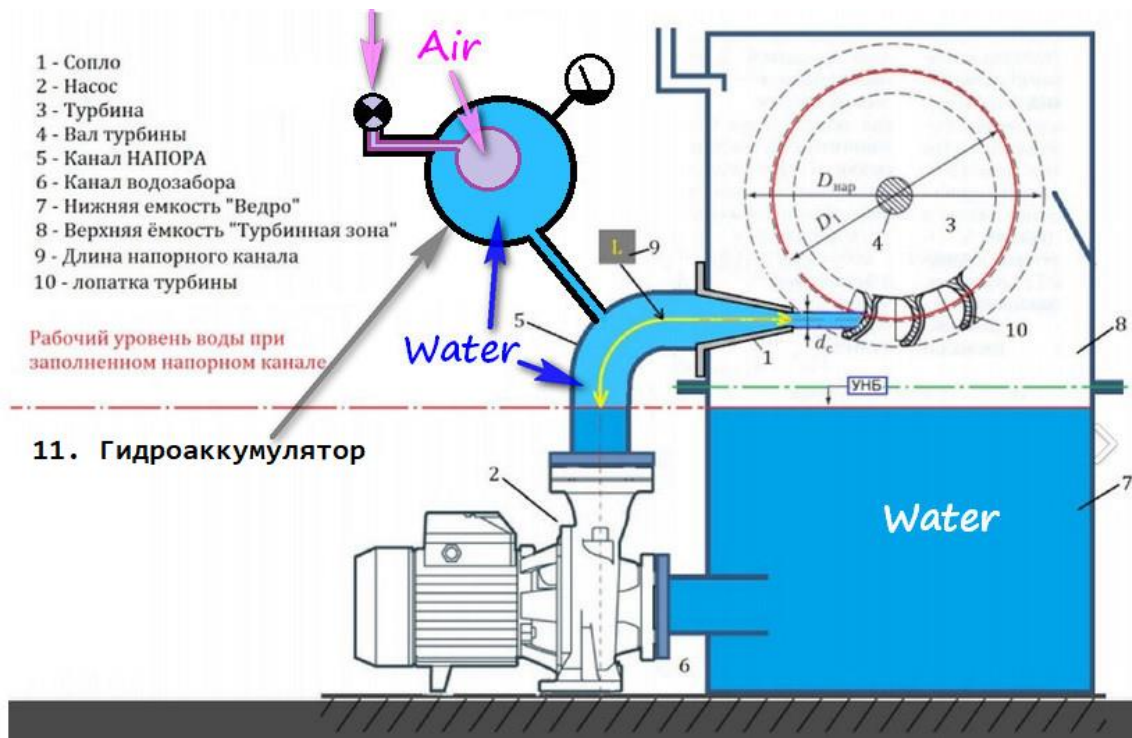


На странице 36 мы рассмотрели данную конструкцию. К сожалению решения обеспечения перекачки объема воды не увидел на тот момент.

Второй вопрос, это мерность гидроаккумулятора. Я попробовал рассчитать у меня вышла космическая цифра, дальше просто не стал разбираться и преключился на гидроредуктор. Справедливости ради в этом меня поддержали мои хорошие знакомые, которые посещали демонстрации канадского гидрогенератора и видели похожую емкость (проточную) в его системе, про которую сам автор в роликах не рассказывает. Моих знакомых провести невозможно, так что работоспособность установки, они видели собственными глазами.



С учетом замены «неудачной идеи гидроредуктора» на гидроаккумулятор система будет иметь следующую компоновку:



Как рассчитать емкость гидроаккумулятора?

Формула расчета объема гидроаккумулятора: <https://www.center-pss.ru/rmembr.htm>

$$V = Q \cdot \beta / 4 \cdot k$$

$$\beta = 1 / (1 - (P2 - 2) / P1)$$

V - объем гидроаккумулятор, м³

Q - расход насосной установки, м³/ч

k - количество включений насосной установки в час, вкл/ч

P1 - давление отключения насосной установки, м

P2 - давление включения насосной установки, м

Первое у нас система проточная, как в водопроводе, но с постоянным включением в течении 1 часа (60 минут, 3600 секунд).

Допустим нам нужно давление 14 м.

Объем перекачки воды насосом 50 м³/час.

Количество раз включения?

У нас постоянное включение, таким образом поставим этот момент математически за час. В часе 3600 секунд - 3600 раз.



Расчета объема гидроаккумулятора

Расход насосной установки, м ³ /ч =	<input type="text" value="50"/>
Количество включений насосной установки, вкл/ч =	<input type="text" value="3600"/>
Давление (напор) отключения насосной установки, м =	<input type="text" value="13,999"/>
Давление (напор) включения насосной установки, м =	<input type="text" value="13,999"/>
<input type="button" value="Пример"/>	<input type="button" value="Рассчитать"/>
Объем гидроаккумулятора, м ³ =	<input type="text" value="0.024303819444444454"/>
Объем гидроаккумулятора, литры =	<input type="text" value="24.303819444444454"/>

Объем гидроаккумулятора у нас составил грубо 25 литров.

Теоритически основным требованием потерь в гидросистеме будет сопротивление протеканию жидкости. Давление после насоса, созданное гидроаккумулятором, которое будет в канале после насоса, при условии правильного расчета, конуса (конфузора, сопла) - не будет оказывать сопротивления перекачке воды. При этом у нас уменьшится сечение струи, но увеличится скорость струи, которая будет оказывать давление на лопатку турбины. Все остальное чисто инженерная задача оптимальных показателей.

Гидроаккумулятор можно выполнить в выходной трубе после насоса, что собственно с большой вероятностью, было сделано в канадском гидрогенераторе.

Сначала осуществлялся пуск насоса, после заполнения жидкостью объема каналов протока воды. Далее включался небольшой компрессор, подавая в гидроаккумулятор (в мембранную часть) воздух под давлением, создавая необходимое давление для протока жидкости через сопло, при этом снимая нагрузку с насоса - преодоления избыточного сопротивления. Насос будет работать в штатном режиме, перекачивая паспортный объем жидкости.

Недостатки это время работы насоса и невозможность автоматической регулировки нагрузки. Потребуется два насоса и режим переключения, который невозможен без операторского участия или контроля.

Самое главное что теоритически все возможно без каких либо ноу-хау в физике. Данное мероприятие чисто инженерная задача. Надеюсь материал был вам полезен, все остальное риски отрицательного результата, меры безопасности и прочее лежит чисто на вас, как и решение ввязываться в это мероприятие или нет.

Сергій Ракарський

незалежний дослідник систем над єдністю .
<https://www.patreon.com/user/posts?u=75063604>