ГИДРАВЛИЧЕСКІЕ ДВИГАТЕЛИ

ЛЕКЦІИ, ЧИТАННЫЯ
ПРОФ. Д. П. РУЗСКИМЪ

въ Кіевскомъ Политехническомъ Ииститутѣ
Императора Александра II.

ИЗДАНІЕ ВТОРОЕ.

Складъ изданія
въ книжномъ магазинѣ
С. И. ИВАНОВА.
Фундуклеевская № 2.

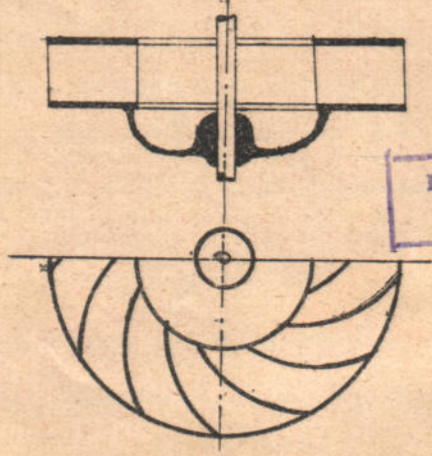
ц. 1 руб. 50 коп.

КІЕВЪ.
Типо-Литографія „ПРОГРЕССЪ" Б.-Подвальная № 2. Телефонъ № 1232.
1908.

ГИДРАВЛИЧЕСКІЕ ДВИГАТЕЛИ

Курсъ лекцій,
читанныхъ Проф. Д. П. Рузскимъ
въ Кіевскомъ Политехническомъ Институтѣ
Императора Александра II.

Изданіе М. Я. Апте.



КІЕВЪ.
1908.

Печатано съ разрѣшенія Г. Директора Кіевскаго Политехническаго Института Императора Александра II.

— Введеніе. —

Гидравлическими двигателями называются такого рода машины-двигатели, которые приводятся въ дѣйствіе энергіей частицъ движущейся жидкости.
Наибольшее примѣненіе, какъ извѣстно, имѣютъ онѣ при передачѣ механической работы на большія разстоянія. Высокія цѣны на топливо побуждаютъ современную промышленность перейти отъ паровыхъ и газовыхъ двигателей къ пользованію готовой энергіей движущейся жидкости.
Слѣдуетъ однако замѣтить, что такая замѣна вполнѣ выгодна лишь въ томъ случаѣ, если можно разсчитывать, что запасъ энергіи будетъ достаточенъ, принимая во вниманіе возрастаніе производства.

Для того, чтобы вода могла произвести работу, необходимо, чтобы существовало паденіе ея съ нѣкоторой высоты H, что достигается обыкновенно устройствомъ плотинъ и отводящихъ каналовъ.
Если обозначимъ черезъ Q — секундный расходъ воды и черезъ Δ — вѣсъ единицы объема ея, то энергія, которой мы располагаемъ, выразится такъ:

$$L_m = Q \Delta H \text{ kgr. mtr.}$$

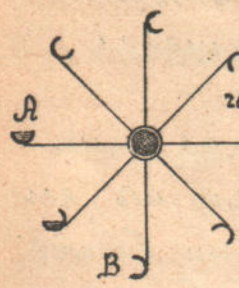
Вслѣдствіе вредныхъ сопротивленій и вслѣдствіе того, что вода покидаетъ двигатель съ нѣкоторой опредѣленной скоростью, — никогда нельзя использовать всю возможную работу.
Если обозначимъ черезъ L_n работу, развиваемую двигателемъ, то отношеніе:

$$\eta = \frac{L_n}{L_m}$$

будетъ характеризовать степень совершенства двигателя и носитъ названіе коэффиціента полезнаго дѣйствія. Для хорошихъ гидравлическихъ двигателей η обыкновенно равняется около 0,75.

Гидравлическіе двигатели раздѣляются на 3 категоріи: 1) Водяныя колеса, 2) Турбины и 3) Водостолбовыя машины.

Въ водяныхъ колесахъ вода работаетъ преимущественно своимъ вѣсомъ. Идея ихъ такова.



чер. 1.

Вообразимъ (чер. 1), что имѣемъ рядъ могущихъ вращаться на горизонтальной оси уравновѣшенныхъ рычаговъ, снабженныхъ на концахъ чашечками. Если въ каждую чашечку, приходящую въ положеніе А, наливается вода, то колесо будетъ вращаться по направленію стрѣлки, т.к. лѣвая сторона колеса благодаря водѣ будетъ тяжелѣе правой. При этомъ вода выливается изъ чашекъ при прохожденіи черезъ положеніе В.

Въ турбинахъ же утилизируется живая сила воды, такъ что послѣдняя работаетъ главнымъ образомъ своею скоростью, а не вѣсомъ. Принципъ устройства ихъ слѣдующій:

чер. 2.

Положимъ, что вода, падая съ нѣкоторой высоты H, попадаетъ въ трубу A (чер. 2); при этомъ она развиваетъ скорость

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

Если у выхода воды изъ трубы находится кривая лопатка $\overline{m}\overline{n}$, то падающая вода произведетъ на поверхность этой лопатки давленіе, которое мы легко можемъ вычислить.

Если мы помѣстимъ цѣлый рядъ такихъ лопатокъ по окружности колеса, могущаго вращаться около какой-нибудь оси, и размѣстимъ это колесо такъ, чтобы лопатки при вращеніи колеса подходили послѣдовательно подъ трубу, то колесо придетъ во вращательное движеніе, ибо каждая изъ лопатокъ будетъ послѣдовательно воспринимать давленіе струи.

Если расходъ значителенъ, то воду можно подводить къ лопаткамъ нѣсколькими трубами, размѣщенными равномѣрно по окружности.

Можно устроить также такъ, чтобы число трубъ было равно числу лопатокъ; тогда вода будетъ течь по каждой изъ лопатокъ непрерывной струей.

Чтобы дать водѣ лучшее направленіе, ее разбиваютъ цѣлымъ рядомъ каналовъ на небольшія струи.

Такъ какъ при вертикальныхъ лопаткахъ вода работаетъ отчасти и вѣсомъ, то турбину можно опредѣлить, какъ двигатель, работающій по преимуществу, а не исключительно, живой силой.

Въ водостолбовыхъ машинахъ вода работаетъ давленіемъ. Главной частью ихъ является поршень, движущійся внутри цилиндра. Если одну сторону цилиндра соединить съ атмосферой, а въ другую провести воду, обладающую давленіемъ, большимъ атмосфернаго, то поршень перемѣстится въ сторону меньшаго давленія. Если попеременно соединять одну сторону съ атмосферой, а другую съ водой, то поршень придетъ въ движеніе, подобное движенію поршня паровой машины.

ТУРБИНЫ.

Въ турбинахъ вода дѣйствуетъ, протекая черезъ каналы, образованные лопатками прiемника, такимъ образомъ, что входитъ въ эти каналы съ одного конца ихъ, а выходитъ съ другого, т. е. въ турбинахъ точка входа воды не совпадаетъ съ точкой выхода.

Всякая турбина состоитъ изъ подвижного, вращающагося на оси колеса и неподвижнаго направляющаго аппарата, представляющаго рядъ каналовъ, разбивающихъ воду на струи съ цѣлью лучшаго ихъ направленiя. Колесо представляетъ кольцевое пространство, раздѣленное лопатками на отдѣльные каналы (см. чертежъ на заглавной стран.).

Вода изъ направляющаго аппарата съ опредѣленной скоростью втекаетъ въ колесо, протекаетъ черезъ его каналы, отдаетъ ему часть своей энергiи и выходитъ въ отводящiй каналъ. Результатомъ этого прохожденiя воды является вращенiе колеса вокругъ своей оси.

По направленiю движенiя воды турбины раздѣляются на радiальныя и осевыя.

Въ радiальныхъ турбинахъ направленiе движенiя воды совпадаетъ съ плоскостью колеса. Онѣ въ свою очередь дѣлятся на турбины съ внутреннимъ и турбины съ внѣшнимъ подводомъ воды въ зависимости отъ того, подводится ли вода къ внутренней или къ наружной сторонѣ рабочаго колеса.

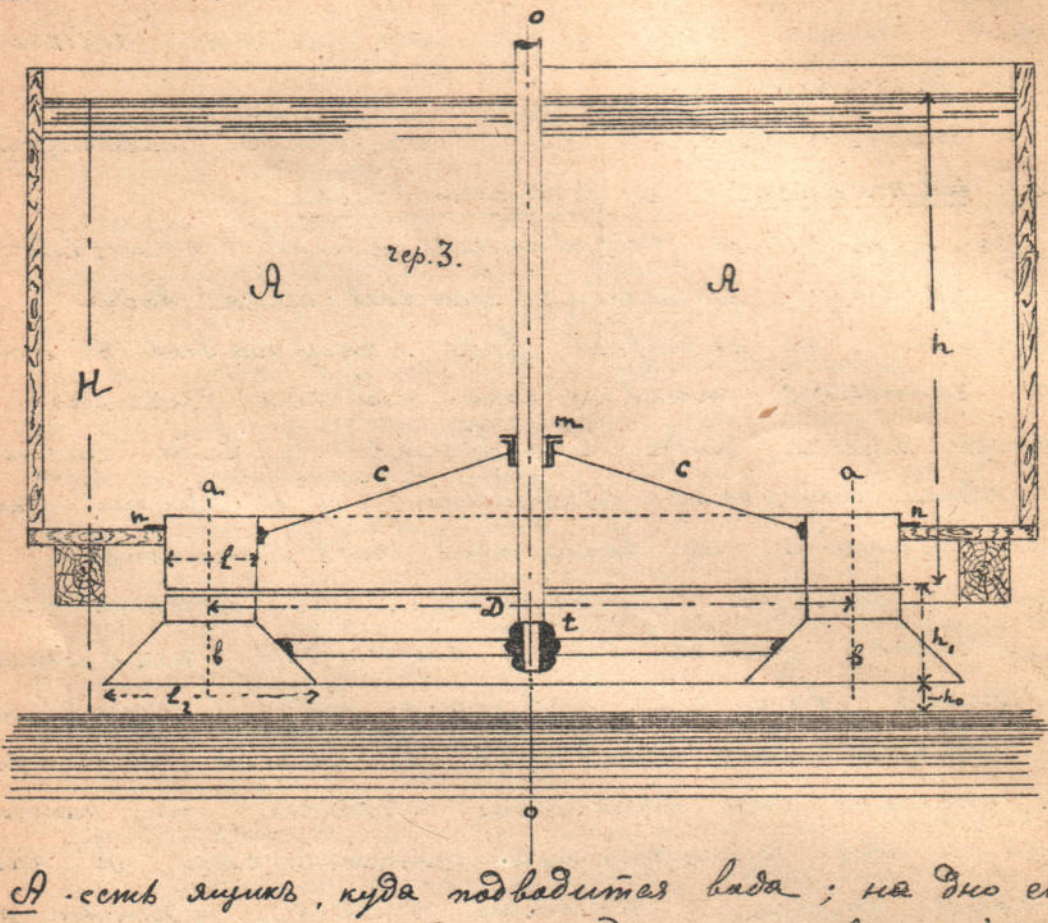
Въ осевыхъ турбинахъ вода движется нормально

къ плоскости колеса (параллельно оси вала).
Турбины дѣлятся еще на полныя и парціальныя.
Полными турбинами называются, въ которыхъ вода дѣйствуетъ на все колесо, т.е. вода одновременно проходитъ по всѣмъ каналамъ рабочаго колеса; въ парціальныхъ же турбинахъ только часть каналовъ колеса подвергается дѣйствію воды.
По способу дѣйствія воды турбины раздѣляются на активныя и реактивныя.
Въ активныхъ турбинахъ силой, производящей работу, является живая сила воды. Скорость, съ которой вода вступаетъ въ колесо, зависитъ только отъ паденія (напора). Черезъ колесо вода проходитъ въ видѣ струи съ одной стороны свободной, а с другой - соприкасающейся съ вогнутой поверхностью стѣнки канала (лопатки). Въ реактивныхъ турбинахъ рабочей силой служитъ, главнымъ образомъ, вѣсъ или давленіе воды; скорость же съ которой вода входитъ въ колесо, зависитъ не только отъ величины напора, но также еще и отъ нѣкоторыхъ соотношеній въ размѣрахъ колеса. Каналы колеса вполнѣ заполняются водой и движеніе воды въ каналахъ ускоренное.
Американскими или смѣшанными турбинами называются такія, въ которыхъ теченіе воды мѣняетъ свое направленіе изъ радіальнаго въ аксіальное (осевое).

Осевая турбина Жирара.

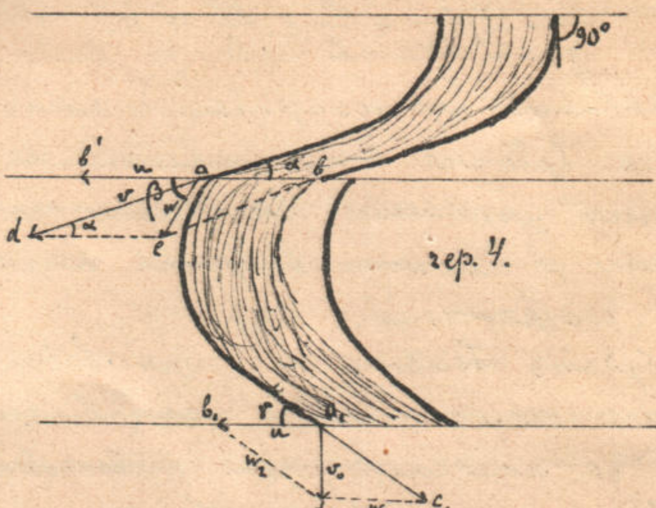
Турбина Жирара ставится относительно нижняго горизонта воды такъ, чтобы нижнія кромки вѣнцовъ рабочаго колеса были нѣсколько выше этого горизонта.

Черт. 3-й изображаетъ схему этой турбины.



Я есть ящикъ, куда подводится вода; на дно его опирается кольцевой полкой n направляющій аппаратъ аа; къ направляющему аппарату внутри присоединенъ колпакъ с, который в вершинѣ имѣетъ отверстіе m для пропуска вала турбины оо, которое не должно пропускать воду. Такимъ образомъ вода протекаетъ изъ ящика черезъ направляющій аппаратъ и затѣмъ попадаетъ на лопатки турбины вв и приводитъ послѣднюю во вращательное движеніе. По выходѣ изъ турбины она попадаетъ въ отводящій каналъ и отводится далѣе.

Если мы пересѣчемъ турбину и направляющій аппаратъ круглымъ цилиндромъ діаметра Д, средняго между діаметрами внѣшняго и внутренняго ободовъ, и развернемъ это сѣченіе на плоскости, то лопатки изобразятся въ томъ видѣ, какъ онѣ представлены на чер. 4, гдѣ изображены только двѣ смежныя лопатки



чер. 4.

Междулопаточное пространство направляющаго аппарата будетъ вполнѣ заполнено водой, тогда какъ въ турбинномъ колесѣ она будетъ примыкать къ вогнутой сторонѣ лопатокъ, оставляя около выпуклой стороны нѣкоторое свободное пространство.

Будемъ слѣдить за движеніемъ воды отъ верхняго уровня въ ящикѣ до выхода изъ турбины, выясняя попутно тѣ условія, при которыхъ изъ даннаго запаса энергіи извлекается наибольшее количество работы. При этомъ будемъ считать движеніе всей массы воды одинаковымъ съ движеніемъ струйки, вступающей въ турбинное колесо на средину ширины лопатки, т.е. на окружности діаметра Д.

Разсмотримъ сначала протеканіе воды черезъ направляющій аппаратъ.

Если обозначимъ скорость воды при вытеканіи изъ направляющаго аппарата черезъ v, давленіе въ отверстіи вытеканія (зазоръ) — черезъ p, то примѣняя теорему Бернулли къ этому отверстію и верхнему уровню воды въ ящикѣ и пренебрегая скоростью на этомъ уровнѣ, какъ величиной очень малой, получимъ:

$$\frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + h \quad \text{.............} (1)$$

гдѣ p_0 — давленіе атмосферы и членъ $\zeta \frac{v^2}{2g}$ — потеря энергіи на вредныя сопротивленія на этомъ пути.

Въ этомъ уравненіи два неизвѣстныхъ: v и p, но давленіе p можно выбрать на основаніи слѣдующихъ соображеній.

Если p будетъ больше p_0, то вода будетъ вытекать черезъ зазоръ между направляющимъ аппаратомъ и колесомъ, что невыгодно, ибо эта вода будетъ уносить съ собой энергію, которой мы могли бы воспользоваться; если $p < p_0$, то въ зазоръ будетъ всасываться воздухъ, который можетъ нарушать правильность движенія воды. Въ виду этихъ обстоятельствъ слѣдуетъ стараться о томъ, что p было равно p_0.

Тогда ур-іе (1) даетъ:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta_1}} \quad \text{-------------} (2)$$

Что касается до величины ζ_1, то примѣненіе этой формулы къ существующимъ турбинамъ показало, что

$$\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}} = (0{,}93 - 0{,}95)$$

такъ что

$$v = (0{,}93 - 0{,}95)\sqrt{2gh} \quad \text{.............} (3)$$

Чтобы получить такую скорость и обезпечить вмѣстѣ съ тѣмъ въ зазоръ между направляющимъ аппаратомъ и турбиной атмосферное давленіе, мы должны подсчитать выходное сѣченіе направляющаго аппарата такимъ образомъ, чтобы это сѣченіе могло пропускать полный секундный расходъ (Q) со скоростью v, опредѣляемой по ур-iю (2).

Выборъ коэффиціента нужно производить, приблизительно оцѣнивая всѣ условія, при которыхъ водѣ приходится течь до выходного сѣченія изъ направляющаго аппарата.

Схема, изображенная на чер. 3, пригодна только при маломъ значеніи H (около 2 mtr).

При большемъ же напорѣ вода проводится по трубѣ въ замкнутый колпакъ, окружающій направляющій аппаратъ.

Въ такомъ случаѣ является нѣкоторая потеря на треніе въ трубѣ, что нужно принять во вниманіе при выборѣ коэффиціента.

Далѣе, если лопатки направляющаго аппарата литыя чугунныя, то сопротивленіе тренія будетъ больше, чѣмъ въ томъ случаѣ, когда онѣ желѣзныя штампованныя.

Нужно также замѣтить, что уменьшенія сопротивленія уголъ перваго элемента лопатки направляющаго аппарата съ верхнимъ основаніемъ дѣлаютъ равнымъ 90°; въ противномъ случаѣ быстрая перемѣна направленія сопровождалась бы потерей напора.

Изслѣдуемъ теперь условія, при которыхъ вода вступаетъ на лопатки колеса.

Найдемъ относительную скорость воды по отношенію къ лопаткѣ

Для этого надо сложить абсолютную скорость v со скоростью, равной скорости лопатки, но направленной въ противоположную сторону.

Если мы обозначимъ скорость лопатки черезъ u, гдѣ U есть скорость на окружности діаметра D, и представимъ величину ея черезъ ab' (чер. 4), то относительная скорость $ae = W_1$ получится, какъ діагональ параллелограмма, построеннаго на $ad = v$ и $ab = -u$.

Если направленіе скорости W_1 не будетъ совпадать съ направленіемъ перваго элемента лопатки, то произойдетъ ударъ, при которомъ слагающая этой скорости по нормали къ лопаткѣ будетъ потеряна. Такая потеря энергіи совершенно невыгодна, поэтому удара надо избѣгать. Для этого необходимо, чтобы направленіе перваго элемента лопатки колеса совпадало съ направленіемъ скорости W.

Если мы обозначимъ уголъ перваго элемента съ основаніемъ черезъ β, то изъ треугольника ade получимъ соотношенія:

$$\frac{de}{ae} = \frac{u}{W_1} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\alpha} \quad \text{--------} (4)$$

и

$$\frac{ad}{ae} = \frac{v}{W_1} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \quad \text{--------} (5)$$

Разсмотримъ теперь движеніе воды по лопаткѣ до ея вытеканія изъ турбины.

Здѣсь мы можемъ воспользоваться ур-іемъ Бернулли въ его обыкновенной формѣ, т. к. переносное движеніе есть движеніе поступательное. Такъ какъ давленіе при входѣ въ колесо и при выходѣ есть атмосферное давленіе, то, обозначая относительную скорость воды на послѣднемъ элементѣ лопатки черезъ W_2, найдемъ:

$$\frac{W_2^2}{2g} + \zeta_2 \frac{W_2^2}{2g} = \frac{W_1^2}{2g} + h_1 \quad \text{.......} (6)$$

гдѣ членъ $\zeta_2 \frac{w_2^2}{2g}$ представляетъ вредныя потери.
Отсюда получимъ:

$$w_2 = \sqrt{\frac{w_1^2 + 2gh_1}{1+\zeta_2}}$$

Какъ показываетъ примѣненіе этой формулы къ существующимъ турбинамъ, величина ζ_2 такова, что въ среднемъ можно принять:

$$w_2 = 0{,}96\sqrt{w_1 + 2gh_1}$$

Чтобы получить теперь абсолютную скорость воды послѣ вытеканія изъ колеса, надо построить параллелограммъ на скоростяхъ $a_1c_1 = w_2$ и $a_1b_1 = u$; діагональ этого параллелограмма и будетъ искомая скорость $a_1d_1 = v_0$

Если вода вытекаетъ съ такой скоростью, то понятно, что каждый клг. ея уноситъ энергію $= \frac{v_0^2}{2g}$, которую мы слѣдовательно теряемъ.

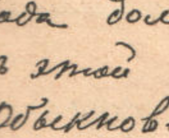
Понятно, что этой потери мы могли бы избѣгнуть только въ томъ случаѣ, если бы $v_0=0$, но это совершенно невозможно, потому что вода должна уходить изъ турбины, такъ что съ этой потерей нужно уже примириться. Обыкновенно дѣлаютъ:

$$\frac{v_0^2}{2g} = 0{,}03H - 0{,}08H \quad \dots\dots (7)$$

Но здѣсь нужно обратить вниманіе еще на слѣдующее обстоятельство.

Если мы обозначимъ полный расходъ воды черезъ Q, ширину выходного отверстія колеса черезъ b_2 (черт. 3) и положимъ, что v_0 дѣлаетъ съ нижнимъ основаніемъ колеса уголъ δ (черт. 5),

черт. 5.



то, пренебрегая толщиной лопатокъ, найдемъ:

$$Q = \pi D b_2 \sin\delta \, v_0$$

гдѣ $\pi D b_2 \sin\delta$ представляетъ проэкцію площади выходного отверстія на плоскость, перпендикулярную къ направленію v_0. Обыкновенно между b_2 и D устанавливаются опредѣленныя отношенія, т.е. полагаютъ $b_2 = mD$, гдѣ m — нѣкоторая дробь.

Въ такомъ случаѣ изъ ур-ія (8) имѣемъ:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{\pi . m \sin\delta . v_0}} \quad \text{------------------} (9)$$

Изъ этого соотношенія видно, что чѣмъ больше δ, тѣмъ меньше D при прочихъ равныхъ условіяхъ и тѣмъ дешевле будетъ стоить турбина.

Поэтому, разъ мы уже выбрали величину для v_0, нужно дать этой скорости такое направленіе, чтобы турбина вышла возможно дешевле, а этому условію наилучшимъ образомъ мы удовлетворимъ, если сдѣлаемъ $\delta = 90°$, т.е. заставимъ воду по выходѣ изъ турбины течь по нормали къ основанію. Разъ это условіе выполнено, то треугольникъ a, b, d будетъ прямоугольный (чер. 4).

Обозначая уголъ послѣдняго элемента лопатки къ основанію черезъ γ, мы получимъ слѣдующія соотношенія:

$$w_2 \cos\gamma = u \quad \text{-----------} (10)$$

$$w_2 \sin\gamma = v_0 \quad \text{-----------} (11)$$

Если допустимъ, что $v_0 = 0$, то изъ ур-ія (11) получимъ, что $\gamma = 0$, а изъ ур-ія (10): $w_2 = u$

На основаніи ур-ія (6) можно приблизительно положить, что $w_1 = w_2$; тогда изъ ур-ія (4) мы приблизительно имѣемъ:

$$\beta = 2\alpha \quad \text{---------------} (12)$$

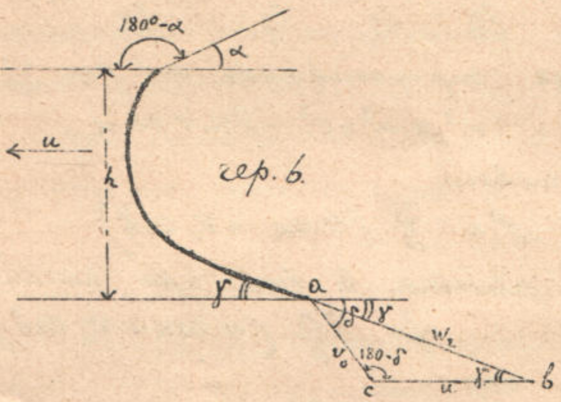
Въ дѣйствительности $\beta = 2\alpha \pm (1°$ или $2°)$

Обратимъ еще вниманіе на потерю напора, которая происходитъ вслѣдствіе того, что турбина должна стоять надъ водой на нѣкоторой высотѣ h_0, которую приходится, слѣдовательно, терять.

Эту высоту h_0 дѣлаютъ, обыкновенно, равной 30–50 $^m/_m$. Легко понять, что при большихъ значеніяхъ H эта потеря будетъ меньше въ процентномъ отношеніи, чѣмъ при малыхъ.

Работа турбины.

Вообразимъ сначала для общности, что v образуетъ съ нижнимъ основаніемъ уголъ δ (чер. 6).



Работа, отдаваемая водой турбинѣ, очевидно равна разности энергій: 1) приносимой водой къ турбинному колесу съ одной стороны, а съ другой стороны: 2) потерянной на вредныя сопротивленія и 3) уносимой при вытеканіи изъ колеса.

Каждый килограммъ воды, притекая къ колесу со скоростью V и имѣя возможность, проходя черезъ колесо, падать съ высоты h_1, обладаетъ энергіей

$$\frac{V^2}{2g} + h_1$$

Часть этой энергіи $\zeta_2 \frac{w_2^2}{2g}$ тратится на преодолѣніе вредныхъ сопротивленій и часть $\frac{v_0^2}{2g}$ уносится водой въ отводящій каналъ.

Такимъ образомъ каждый килограммъ отдаетъ турбинѣ работу:

$$L = \frac{V^2}{2g} + h_1 - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g}$$

Преобразуемъ это выраженіе. Изъ Δ abc (чер. 6) имѣемъ:

$$w_2^2 = v_0^2 + 2uv_0 \cos\delta + u^2$$

такъ что

$$\mathcal{L} = \frac{v^2}{2g} + h_1 - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} + \frac{2uv_0 \cos\delta}{2g}$$

Принимая во вниманіе ур-іе (6), находимъ:

$$\mathcal{L} = \frac{v^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} + \frac{2uv_0}{2g} \cos\delta$$

Далѣе изъ треугольника аcd (чер. 4) находимъ:

$$w_1^2 = u^2 + v^2 - 2uv \cos\alpha$$

Слѣдовательно

$$\mathcal{L} = \frac{u}{g}(v\cos\alpha + v_0 \cos\delta)$$

и полная работа въ 1сек. при расходѣ Q куб. метр.

$$\mathcal{L} = \frac{Q\Delta}{g}(v\cos\alpha + v_0\cos\delta)u$$

Если $\delta = 90^\circ$, то

$$\mathcal{L} = \frac{Q\Delta}{g} v\cos\alpha\, u$$

Еслибы не было направляющаго аппарата, тогда мы должны бы были положить $\alpha = 90^\circ$ и получили бы:

$$\mathcal{L} = 0.$$

Но такой результатъ получается вслѣдствіе нашего допущенія, что $\delta = 90^\circ$; въ общемъ же случаѣ безъ направляющаго аппарата мы получимъ:

$$\frac{Q\Delta}{g} v_0 \cos\delta\, u \quad \text{-------------} (\alpha)$$

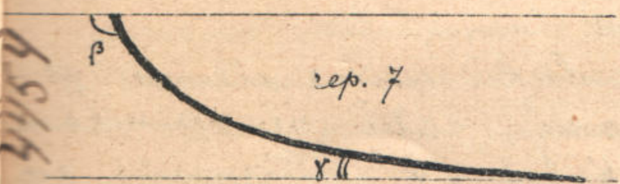
При этомъ изъ треугольника аве (чер. 6) мы получимъ слѣдующее соотношеніе:

$$\frac{w_2}{v_0} = \frac{\sin\delta}{\sin\gamma} \quad \text{-------------} (\beta)$$

Изъ соотношенія (α) видно, что при маломъ v_0, какъ это и должно быть, δ должно быть также очень мало; при этомъ т. к. w_2 всегда будетъ довольно значительно, то мы изъ соотношенія (β) видимъ, что при малыхъ v_0 и δ, γ получаетъ уже очень малое значе-

…ие, если мы хотимъ получить порядочный коэффиціентъ полезнаго дѣйствія; кромѣ того разъ $\alpha = 90°$, то β должно получиться около $180°$. Въ результатѣ, если мы откажемся отъ направляющаго аппарата, то получимъ очень большой діаметръ турбины, что видно изъ ур-ія (9), одна турбина можетъ стоить дороже, чѣмъ направляющій аппаратъ и турбина вмѣстѣ при обыкновенныхъ условіяхъ.

Чтобы перейти отъ большого угла β къ малому углу γ, намъ пришлось бы вытянуть лопатку (чер. 7). Такая длинная лопатка поглощала бы на вредныя сопротивленія не менѣе, чѣмъ лопатка направляющаго аппарата и турбиннаго колеса вмѣстѣ.



чер. 7

Въ довершеніе всего явилось бы затрудненіе при устройствѣ регулирующихъ приборовъ.

Вотъ въ виду всѣхъ этихъ обстоятельствъ и приходится всякую турбину снабжать направляющимъ аппаратомъ.

Вернемся теперь къ формулѣ:

$$L = \frac{Q\Delta}{g} v c_1 x u \quad \ldots\ldots (13);$$

формула эта даетъ намъ работу турбины; эту работу мы можемъ выразить иначе на основаніи слѣдующихъ соображеній. Если полный расходъ воды есть Q куб. метровъ, а паденіе H мтр., то мы располагаемъ энергіей:

$$L_d = Q\Delta H \text{ клг. мтр.}$$

Но вслѣдствіе выясненныхъ причинъ мы въ состояніи использовать только часть этой энергіи

$$L = \eta\, Q\Delta H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (14)$$

гдѣ $\eta_1 < 1$ — есть гидравлическій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія турбины. Та же работа дается намъ съ другой стороны ур-іемъ (13).
Сравнивая (13) и (14), найдемъ:

$$\eta_1 Q\Delta H = v \cos\alpha . u . \frac{Q\Delta}{g}$$

откуда

$$v . u . \cos\alpha = \eta_1 g H \text{ . . . . } (15).$$

Коэффиціентъ η_1 не даетъ намъ еще полнаго понятія о степени утилизаціи энергіи, ибо при вычисленіи полнаго коэффиціента полезнаго дѣйствія турбины, надо принять во вниманіе работу тренія въ подпятникѣ, въ зубчатыхъ колесахъ и т. п.
Разсматривая всѣ выведенныя нами ур-ія мы увидимъ, что они, если мы считаемъ данными величины H, h, h_1 и h_0, содержатъ слѣдующія неизвѣстныя: v, u, w_1, α, β, w_2, v_0 и γ т. е. восемь неизвѣстныхъ, для опредѣленія которыхъ мы имѣемъ только семь ур-ій: (3), (4), (5), (6), (7), (10), (11).
При этомъ замѣтимъ, что вмѣсто v_0 мы можемъ выбирать η_1, ибо величины этого послѣдняго и зависятъ главнымъ образомъ отъ величины v_0, и тогда вмѣсто ур-ія (7) можемъ пользоваться ур-іемъ (15), что представляется удобнымъ, такъ какъ разсчетъ при этомъ значительно упрощается.
Величину же η_1 мы можемъ задавать себѣ по желанію; въ лучшихъ случаяхъ при малыхъ напорахъ (около 2 mtr) $\eta = 0,79 - 0,80$ и при большихъ $0,84 - 0,85$. Кромѣ того, такъ какъ число неизвѣстныхъ больше числа ур-ій, одно неизвѣстное придется выбирать произвольно.

Численный примѣръ.

Положимъ, напр., что $H = 5$ mtr и $Q = 2$ куб. м.

Прежде всего определимъ скорость v по формулѣ (3), выбирая для нашего случая коэффиціентъ 0,94.
Но для того, чтобы опредѣлить v, намъ нужно знать h, или, что то же h_1 и h_0.
Что касается до h_0, то мы сдѣлаемъ его равнымъ 50%m;
величину же h_1 мы пока опредѣлить не можемъ, ибо она выбирается въ зависимости отъ D, а D, какъ это легко видѣть, опредѣляется по v, ибо діаметръ направляющаго аппарата долженъ быть таковъ, чтобы послѣдній могъ пропускать черезъ себя всю воду, текущую со скоростью v.
Итакъ, намъ приходится задаться величиной v, затѣмъ подсчитать по ней D и h, и опредѣлить дѣйствительное ея значеніе. Если новое значеніе не будетъ равно заданному, то надо опять пересчитать діаметръ и h, и опять опредѣлить скорость v.
Такимъ образомъ слѣдуетъ продолжать, пока два послѣдовательныя значенія v не будутъ равны между собою.
Чтобы сократить число повторительныхъ подсчетовъ, надо стараться сразу дать v значеніе близкое къ дѣйствительному. Для этого можно руководиться слѣдующими соображеніями.
Высота h есть нѣкоторая доля полнаго напора H, такъ что

$$h = mH \quad , \text{ гдѣ } \quad m < 1$$

поэтому:

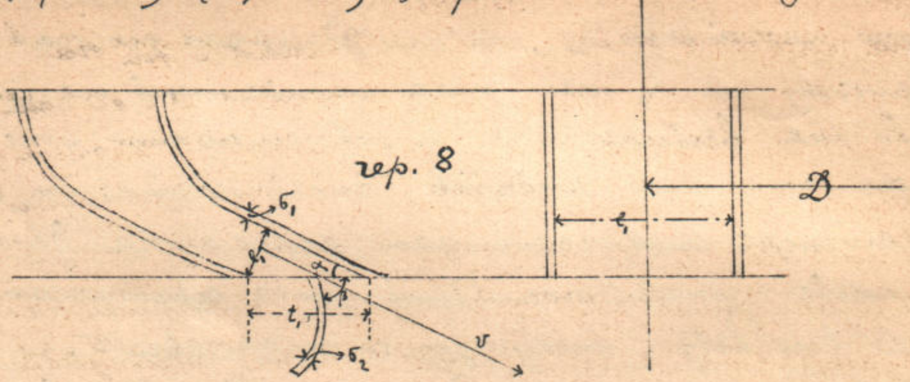
$$v = 0,94\sqrt{2gmH} = \sqrt{m}\cdot 0,94\sqrt{2gH} = \varepsilon\sqrt{2gH}$$

При этомъ ε надо брать процента на 3 меньше выбраннаго коэффиціента въ формулѣ (3), если напоръ малъ, и не болѣе 1%, если напоръ великъ. Примемъ въ нашемъ случаѣ $\varepsilon = 0,92$; тогда

$$v = 0,92\sqrt{2gH} = 0,92\cdot 9,9 = 9,11 \text{ mt'}''.$$

Перейдемъ теперь къ подсчету діаметра направляющаго аппарата.

Обозначимъ разстояніе между соотвѣтственными точками лопатокъ по окружности діаметра Д черезъ t, (шагъ) (чер. 8), разстояніе между лопат-



чер. 8

ками по нормали къ послѣднему элементу - черезъ e_1, толщину лопатокъ черезъ σ_1, число ихъ - черезъ z_1, ширину направляющаго аппарата - черезъ l_1; обозначимъ далѣе, толщину лопатокъ турбины черезъ σ_2 и число ихъ черезъ z_2. Предположимъ, что въ каждый моментъ эти послѣднія располагаются такъ, что всѣ лежатъ между лопатками направляющаго аппарата. Вычислимъ теперь выходное сѣченіе направляющаго аппарата, нормальное къ направленію v. Оно будетъ:

$$z_1\left(e_1+\sigma_1-\sigma_1-\frac{z_2}{z_1}\sigma_2\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)l_1 = z_1\left(t_1\sin\alpha-\sigma_1-\frac{z_2}{z_1}\sigma_2-\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)l_1 =$$

$$=\left(\pi D\sin\alpha - z_1\sigma_1 - z_2\sigma_2\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)l_1$$

Это сѣченіе должно быть таково, чтобы оно могло пропускать весь секундный расходъ Q со скоростью v, т.е.

$$\left(D\pi\sin\alpha - z_1\sigma_1 - z_2\sigma_2\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)l_1 = \frac{Q}{v}$$

Число лопатокъ опредѣляется по Д, но такъ какъ мы не знаемъ Д, то не можемъ установить число ихъ точно, а лишь приблизительно.

Величина e_1 дѣлается обыкновенно 25-35 м/м.

Такъ какъ мы разсматриваемъ всю массу воды между лопатками, какъ одно цѣлое, то, понѣно, чѣмъ e_1 меньше, тѣмъ ближе будетъ наше представленіе подходить къ дѣйствительности и тѣмъ лучше будетъ использована энергія; но съ другой стороны эта выгода компенсируется увеличеніемъ работы тренія и возрастаніемъ цѣны турбины.

Мы въ нашемъ случаѣ выберемъ $e_1 = 30$ m/m. Толщина лопатокъ, если онѣ желѣзныя штампованныя, дѣлается равной 6 - 8 m/m; (чугун. 10-12 m/m) Принимаемъ $\sigma_1 = \sigma_2 = 7$ m/m

Кромѣ того верхній край лопатки колеса заостряется, чтобы увеличить площадь выходного сѣченія и уменьшить сопротивленіе, происходящее отъ удара. Положимъ, что въ нашемъ случаѣ толщина лопатки вверху $= \frac{1}{3}\sigma_2 = \frac{7}{3}$ m/m. Теперь мы можемъ съ большимъ приближеніемъ оцѣнить, насколько лопатки стѣсняютъ выходное отверстіе.

Возьмемъ свободное сѣченіе между двумя лопатками.

$$t_1 \sin\alpha - \sigma_1 - \frac{z_2}{z_1}\sigma_2 \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}$$

Примемъ приблизительно, что $z_2 = z_1$ и $\sin\beta = 2\sin\alpha$; тогда имѣемъ:

$$37 - 7 - \frac{1}{6}\cdot 7 = 29 \text{ m/m}$$

Слѣдовательно будетъ утилизироваться только

$$\frac{2900}{37} = 78\%.$$

Но чтобы имѣть нѣкоторый запасъ въ выходномъ сѣченіи, что всегда полезно, ибо турбина снабжается регулирующимъ приборомъ, такъ что ее можно открыть настолько, насколько это понадобится, мы будемъ считать, что выходное сѣченіе стѣснено до 75%; тогда:

$$0{,}75.\ \pi D \sin\alpha\, e_1 = \frac{Q}{v} \quad \text{------------} \quad (\alpha)$$

Ширина e_1 дѣлается обыкновенно:

$$e_1 = \frac{D}{8} - \frac{D}{12}$$

большая ширина при маломъ напорѣ и большомъ расходѣ и меньшая въ обратномъ случаѣ. Примемъ:

$$b_1 = \frac{D}{10}$$

Тогда формула (α) приметъ видъ:

$$\frac{0,75\, D^2\, \pi \sin\alpha}{10} = \frac{Q}{v} = \frac{2}{9,11}$$

откуда:

$$D = \sqrt{\frac{20}{0,75 . \pi . 9,11 \sin\alpha}}$$

Здѣсь оказывается еще вторая неизвѣстная величина — α. Мы видѣли выше, что одну неизвѣстную мы можемъ выбрать произвольно.

Отсюда и видно, что удобнѣе всего выбирать α, котор. берется слѣдующимъ образомъ:

$$1. \left\{ \begin{array}{l} \text{Напоръ } H = 1,5 - 8 \text{ метр.} \\ \text{Расходъ } Q = 1 - 5 \text{ к. метр.} \end{array} \right. \quad \alpha = 18^\circ - 24^\circ$$

$$2. \left\{ \begin{array}{l} \text{Напоръ } H = 8 - 12 \text{ метр.} \\ \text{Расходъ } Q = 1 - 1,5 \text{ к. метр.} \end{array} \right. \quad \alpha = 15^\circ - 18^\circ$$

Понятно, что это только среднія величины, которыя соотвѣтствуютъ обыкновеннымъ величинамъ значеній η_1

Но надо замѣтить, что, чѣмъ ниже выбрано η_1, тѣмъ больше надо дѣлать α, ибо въ противномъ случаѣ для угла γ (черт. 3) и ширины турбины внизу будутъ получаться несообразныя значенія.

Выберемъ $\alpha = 21^\circ$; тогда найдемъ:

$$D = \sqrt{\frac{20}{0,75 . \pi . 9,11 . 0,358}} = 1,615 \text{ mtr.}$$

Принимаемъ $D = 1,6$ mtr., такъ какъ мы сдѣлали запасъ; теперь мы можемъ назначить величину h_1. Её дѣлаютъ обыкновенно:

$$h_1 = \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{11}\right) D$$

причемъ большія значенія знаменателя относятся къ малымъ расходамъ и малымъ напорамъ. Примемъ для нашего случая:

$$h_1 = \frac{D}{10} = 160 \text{ m/m}.$$

Теперь мы можемъ опредѣлить h; именно:

$$h = H - h_1 - h_0 = 5 - 0,16 - 0,05 = 4,79 \text{ mtr.}$$

и

$$v = 0,94\sqrt{2g \cdot 4,79} = 9,15 \text{ mtr.}$$

Такъ какъ эта скорость мало разнится отъ принятой нами раньше, то мы не будемъ мѣнять діаметра, а при повтореніи подсчета выходного отверстія направляющаго аппарата можемъ считать неизвѣстной его ширину b_1.

Найдемъ теперь число лопатокъ z_1 и истинную величину разстояній между ними t_1.

Мы выбрали $\sigma_1 + e_1 = t_1 \sin\alpha = 37$ m/m

отсюда:

$$t_1 = \frac{37}{\sin\alpha} = \frac{37}{0,358} = 104.$$

Такимъ образомъ:

$$z_1 = \frac{\pi D}{1,04} = 48,5$$

Принимаемъ: $z_1 = 48$ и $z_2 = 47$.

Мы выбираемъ числа лопатокъ разными для направляющаго аппарата и колеса. Одинаковыми эти числа никогда дѣлать не слѣдуетъ, ибо тогда лопатки турбины будутъ въ извѣстные моменты всѣ лежать подъ лопатками направляющаго аппарата, а затѣмъ въ слѣдующій моментъ будутъ всѣ находиться между послѣдними, такъ что скорость истеченія будетъ то увеличиваться, то вдругъ уменьшаться; такое внезапное измѣненіе скорости поведётъ къ ударамъ и напрасной потерѣ энергіи.

Обыкновенно дѣлаютъ z_2 меньше z_1, ибо въ противномъ случаѣ можетъ произойти то, что изображено на чер. 9.

чер. 9.

Пространство между лопатками турбины могло бы быть вполнѣ заполнено водой, такъ что въ зазорѣ могъ бы образоваться избытокъ давленія и правильность движенія нарушенія нарушилась бы.

Теперь, имѣя число и толщину лопатокъ, мы можемъ провѣрить выходное отверстіе изъ направляющаго аппарата. Для этого воспользуемся формулой:

$$(\pi . D . \sin\alpha - 48 \cdot 0,007 - \tfrac{1}{6}\, 47 \cdot 0,007)\, \ell_1 = \frac{2}{3,15},$$

изъ которой, не измѣняя D, будемъ опредѣлять ℓ_1. Не трудно найти, что:

$$\ell_1 = 156 \text{ м/м}$$

Но эта ширина соотвѣтствуетъ какъ разъ заданному расходу. Если желательно имѣть запасъ, то её можно немного увеличить. Мы примемъ:

$$\ell_1 = 160 \text{ м/м}$$

что будетъ соотвѣтствовать расходу:

$$Q_1 = Q\frac{160}{156} = 2\frac{160}{156} = 2,1 \text{ куб. метра.}$$

Этотъ расходъ мы и должны принимать при подсчетѣ колеса турбины.

Будемъ теперь опредѣлять другіе элементы турбины.

Воспользуемся соотношеніемъ:

$$v \cdot u \cdot \cos\alpha = \eta_1 g H$$

Задавшись величиной η_1, мы можемъ опредѣлить отсюда u. Положимъ, въ нашемъ случаѣ $\eta = 0,83$; тогда:

$$u = \frac{0,83 \cdot 9,81 \cdot 5}{3,15 \cdot \cos 21^\circ} = 4,75 \text{ mtr}$$

Далѣе для опредѣленія β воспользуемся соотношеніемъ:

$$\frac{u}{v} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta}$$

которое сначала нѣсколько преобразуемъ:

$$u \sin\beta = v(\sin\beta \cos\alpha - \sin\alpha \cos\beta)$$

откуда

$$\sin\beta(u - v\cos\alpha) = -v\sin\alpha\cos\beta$$

и

$$tg\beta = \frac{v\sin\alpha}{v\cos\alpha - u},$$

такъ что въ нашемъ случаѣ

$$tg\beta = \frac{9,15 \cdot 0,358}{9,15 \cdot 0,934 - 4,75} = 0,885$$

и

$$\beta = 41^\circ 30'$$

Теперь можемъ по соотношенію

$$w_1 = \frac{v\sin\alpha}{\sin\beta}$$

найти w_1.

Въ нашемъ случаѣ:

$$w_1 = \frac{9,15 \cdot 0,358}{0,663} = 4,95 \text{ mtr.}$$

Затѣмъ опредѣлимъ w_2:

$$w_2 = 0,96\sqrt{2gh + w_1^2}$$

Въ нашемъ случаѣ:

$$w_2 = 0,96\sqrt{19,62 \cdot 0,16 + (4,95)^2} = 0,96 \cdot 5,25 = 5,03 \text{ mtr.}$$

Наконецъ:

$$\cos\gamma = \frac{u}{w_2} = \frac{4,75}{5,03} = 0,943.$$

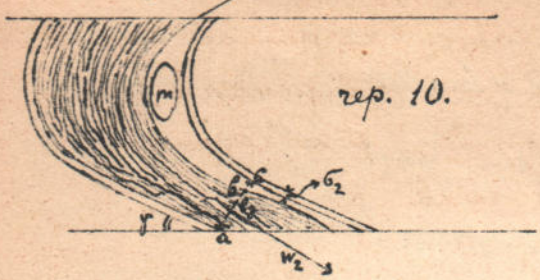
и

$$\gamma = 19^\circ 30'$$

Провѣримъ, какъ велика будетъ скорость v_0; имѣемъ: $v_0 = w_2 \sin\gamma = 5,03 \cdot 0,334 = 1,7$ mtr

Высота, соотвѣтствующая этой скорости, будетъ составлять слѣдующую долю x полнаго напора: $\frac{(1,7)^2}{19,62} = x \cdot 5$; $x = 0,0292$.

Перейдемъ теперь къ подсчету турбиннаго колеса. Прежде всего вычислимъ выходное отверстіе. Обозначимъ толщину струи при выходѣ изъ колеса черезъ $ab = e_3$ (чер. 10); разстояніе между лопатками черезъ $ac = l_2$ и толщину лопатки — δ_2.



чер. 10.

Тогда величина выходного отверстія будетъ: $(\pi D_1 \sin\gamma - z_2 \delta_2) l_2 = \frac{Q_1}{w_2}$ Но обыкновенно толщина струи въ колесѣ меньше разстоянія между лопатками, т.е. $l_3 < l_2$.

Это дѣлается съ цѣлью обезпечить всюду внутри колеса свободный доступъ воздуха, чтобы имѣть увѣренность, что на свободную поверхность воды дѣйствуетъ атмосферное давленіе.

Съ этой же цѣлью между вогнутой стороной струи и выпуклой стороной лопатки на внѣшней стѣнкѣ колеса дѣлаются отверстія m. (чер. 10). Такимъ образомъ въ этомъ пространствѣ будетъ всегда циркулировать воздухъ, который будетъ препятствовать образованію вихрей и мертвыхъ пространствъ, могущихъ нарушать правильность теченія воды.

Отношеніе $\frac{l_3}{l_2} = \mu$ дѣлается обыкновенно отъ 0,5 до 0,75, такъ что для истеченія воды будетъ утилизироваться только нѣкоторая доля выходного отверстія. Такимъ образомъ:

$$\mu(\pi D_1 \sin\gamma - z_2\delta_2) l_2 = \frac{Q_1}{w_2}$$

Выберемъ въ нашемъ случаѣ $\mu = 0,75$; тогда

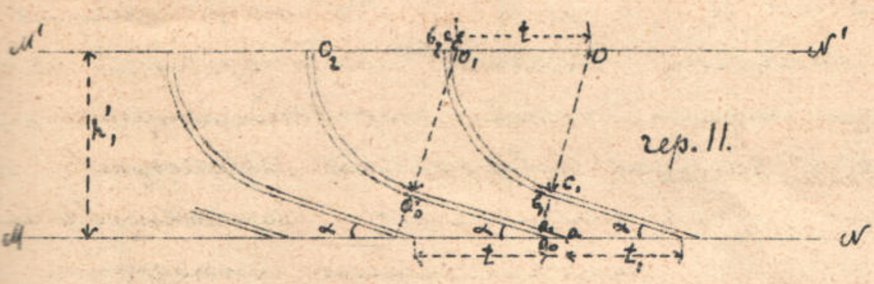
$$l_2 = \frac{2,1}{0,75(5,026 \cdot 0,334 - 47 \cdot 0,007)\, 5,03} = 394 \text{ м/м}$$

принимаемъ $l_2 = 400$ м/м.

При этомъ замѣтимъ, что отношеніе $\frac{l_2}{l_1}$ не должно быть больше 3,5, ибо въ противномъ случаѣ трудно ожидать, что вода разойдется по всей ширинѣ лопатки.

Остается теперь по найденнымъ угламъ α, β и γ построить профили лопатокъ направля-

...щаго аппарата и колеса. Поверхность же лопатокъ образуется обыкновенно, какъ винтовая поверхность, направляющей которой служитъ профиль, начерченный на цилиндрѣ, соотвѣтствующемъ діаметру Д, а образующей — прямая, перпендикулярная къ оси



чер. 11.

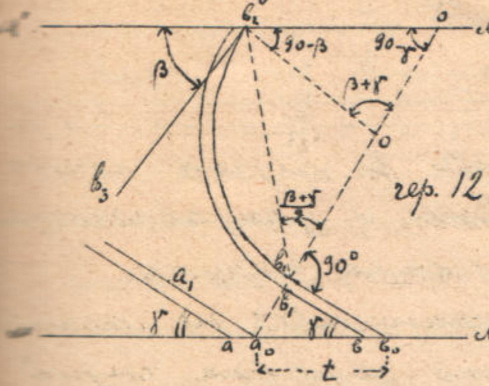
лопатки направляющаго аппарата выполняются очень просто (чер. 11). Проведемъ двѣ горизонтальныя линіи на разстояніи высоты направляющаго аппарата h_1', которая дѣлается обыкновенно отъ $\frac{2}{3} h_1$ до $\frac{3}{4} h_1$ (вых. турб. кол.). Откладываемъ на нижней линіи MN длину $a_0 b_0 = t_1$ = шагу; изъ точекъ a_0, b_0 ведемъ прямыя $a_0 a_0'$ и $b^0 b_1^0$ подъ угломъ α къ MN; затѣмъ параллельно имъ (выше или ниже) ведемъ еще двѣ прямыя на разстояніи $б_1$ = толщинѣ лопатокъ. Откладываемъ далѣе отъ a длину $aa_1 = 5 - 10$ м/м и возставляемъ въ точкѣ a_1 перпендикуляръ къ направленію aa_1, который продолжаемъ до пересѣченія съ $M'N'$ въ точкѣ O.

Изъ этой точки, какъ изъ центра, описываемъ дуги окружности $b_1 b_2$ и $c_1 c_2$ до пересѣченія съ $M'N'$. Такимъ образомъ получаемъ профиль одной лопатки. Совершенно подобнымъ же образомъ строимъ и другія лопатки.

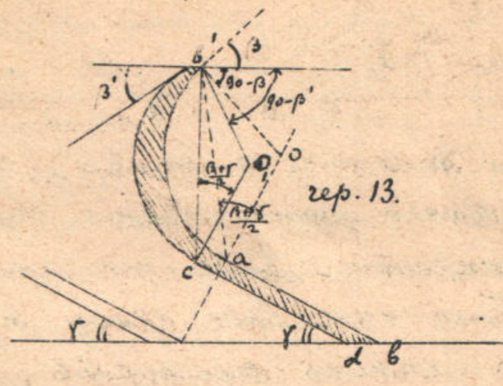
Легко видѣть, что построенная нами лопатка удовлетворяетъ всѣмъ требованіямъ: дѣлаетъ съ верхнимъ основаніемъ уголъ 90° и съ нижнимъ уголъ α, а также обезпечиваетъ надлежащее направленіе при выходѣ, ибо здѣсь вода нѣкоторое время течетъ между двумя параллельными прямыми $b_0 b$ и $a a_1$. Мы сказали, что длина отрѣзка $a a_1$ дѣлается 5-10 $^m/_m$, но иногда её дѣлаютъ равной нулю, т. е. ведутъ перпендикуляръ, опредѣляющій центръ O, къ направленію $a_0 a_0'$ не изъ a_1, а изъ a. Но ни въ какомъ случаѣ не слѣдуетъ дѣлать длину прямой части лопатки такой, чтобы перпендикуляръ изъ a встрѣчалъ кривую поверхность лопатки, ибо въ такомъ случаѣ надлежащее направленіе струи при выходѣ изъ направляющаго аппарата не было бы обезпечено.

Немного сложнѣе построеніе профиля лопатки колеса. Нижнюю часть строятъ совершенно такимъ же способомъ, какъ и въ предыдущемъ случаѣ, только здѣсь нѣтъ надобности дѣлать прямую часть длинней, ибо, чѣмъ она длиннѣе, тѣмъ кривѣе выходитъ верхняя часть при данной высотѣ колеса и, слѣдовательно, тѣмъ больше будутъ сопротивленія отъ кривизны. Но не слѣдуетъ дѣлать также прямую часть и особенно короткой, ибо въ такомъ случаѣ при достаточной толщинѣ струи не всѣ струйки успѣютъ принять надлежащее направленіе. Обыкновенно, конецъ прямой части ограничивается перпендикуляромъ къ ней изъ конца слѣдующей лопатки. Остальная часть лопатки очерчивается по окружности, но такъ, чтобы она встрѣчала верхнее основаніе подъ угломъ β. Для этого проводимъ изъ b_1' прямую $b_1' b_2$ подъ угломъ $\frac{\beta+\gamma}{2}$ къ $b_1 o$; точка b_2, гдѣ эта прямая пересѣкаетъ $M_1 N_1$, и опредѣлитъ конецъ лопатки.

Чтобы найти центръ окружности, проводимъ черезъ $в_2$ прямую $в_2 в_3$ подъ угломъ β къ основанію и возставляемъ въ $в_2$ перпендикуляръ къ этой прямой; пересѣченіе этого перпендикуляра съ $в_1 O$ и опредѣляетъ искомый центръ, что легко обнаружить изъ разсмотрѣнія чер. 12-го



черт. 12



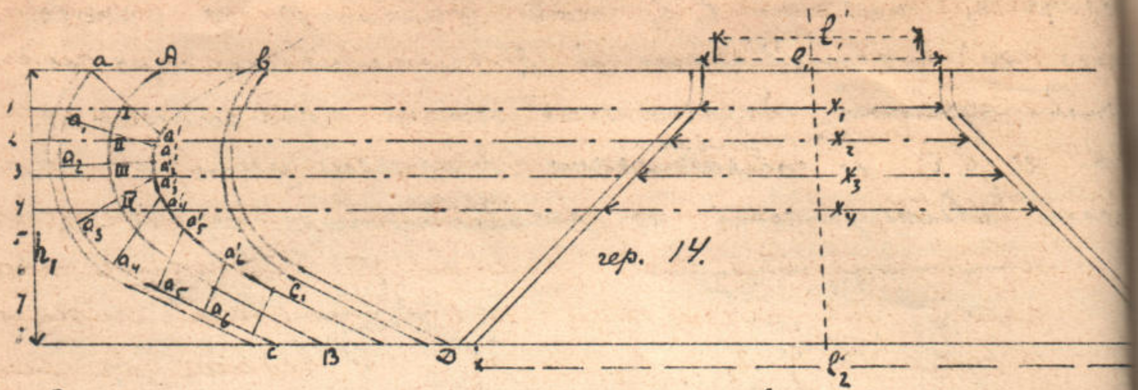
черт. 13.

Выпуклая сторона лопатки обводится изъ того же центра O. Если лопатка чугунная (черт. 13), то выпуклая сторона ея очерчивается нѣсколько иначе.
Такъ какъ такая лопатка получается отливной, то желательно сразу получить нѣкоторое заостреніе ребра в; кромѣ того лопатка въ средней части получаетъ нѣкоторое утолщеніе, ибо она въ такомъ случаѣ прочнѣе связывается ободьями. Чтобы удовлетворить сразу обоимъ этимъ условіямъ, выбираютъ уголъ наклона перваго элемента выпуклой стороны съ основаніемъ нѣсколько меньше угла β, напр.:

$$\beta' = \beta - 10^\circ$$

а затѣмъ вычерчиваніе ея производятъ въ описанномъ порядкѣ. Нижняя часть обыкновенно очерчивается прямой cd, параллельной $ав$.
Послѣ вычерчиванія лопатки колеса надо опредѣлить профиль поперечнаго сѣченія (черт. 14) т. е. иначе величины l_1', x, x_2, l_2.
Ширина l_1' дѣлается немного больше l_1, такъ что

$$l_1' = l_1 + (5-20)^{\,m}/_m.$$



Это дѣлается съ цѣлью, чтобъ въ случаѣ неправильнаго центрированія турбины и направляющаго аппарата вода не протекала наружу.

Такъ какъ вода сразу расшириться не можетъ, то можно считать, что ширина струй въ верхнемъ сѣченіи $= l_1$. Найдемъ въ этомъ предположеніи, какую приблизительно часть ab, т.е. $t_2 - \frac{\sigma_2}{\sin\beta}$ будетъ занимать струя. Обозначая эту долю черезъ μ, найдемъ:

$$l_1 z_2 \mu\left(t - \frac{\sigma_2}{\sin\beta}\right) w_1 \sin\beta = Q$$

и по предыдущему (приблизительно):

$$(z_1 t_1 \sin\alpha - z_1\sigma_1)\, l_1 v = Q_1$$

Сравнивая эти выраженія:

$$\left(\mu D - \mu\frac{z_2\sigma_2}{\sin\beta}\right) w_1 \sin\beta = \left(D - \frac{z_1\sigma_1}{\sin\alpha}\right) v \sin\alpha$$

Но по ур-ію (5) $w_1 \sin\beta = v\sin\alpha$

такъ что

$$\mu D - \frac{\mu z_2\sigma_2}{\sin\beta} = D - \frac{z_1\sigma_1}{\sin\alpha}$$

Если будемъ приблизительно считать, что выраженія $\frac{\mu_2 z_2\sigma_2}{\sin\beta}$ и $\frac{z_1\sigma_1}{\sin\alpha}$ равны между собой, то найдемъ, что

$$\mu = 1.$$

т.е. струя вверху будетъ заполнять все пространство между двумя сосѣдними лопатками. Кромѣ этого мы знаемъ высоту струи l_3 при выходъ. Чтобы опредѣлить ширину профиля колеса на любой высотѣ, ведутъ отъ руки свободную поверхность струи черезъ точки b и c_1, при томъ такъ, чтобы въ c_1 кривая bc_1 касалась къ прямой, наклоненной къ горизонту подъ угломъ γ. Затѣмъ выбираемъ на вогнутой поверхности лопатки точки a_1, a_2, a_3 и т. д. и ведемъ въ нихъ нормали aa', a_1a_1', a_2a_2' и т. д., которыя дѣлимъ затѣмъ пополамъ и черезъ точки дѣленія ведемъ кривую AB; это будетъ средняя струя. Какъ поверхность $ba'a_1'$......, такъ и средняя линія должны идти плавно безъ рѣзкихъ поворотовъ и угловъ. Дѣлимъ затѣмъ высоту колеса h_1 на нѣсколько равныхъ частей (6–10) и черезъ точки дѣленія 1, 2, 3.... проводимъ горизонтали 11', 22', 33'.... Въ точкахъ пересѣченія I, II, III этихъ горизонталей съ средней струей ведемъ къ послѣдней нормали, длину которыхъ и будемъ считать за высоты струи y_1, y_2, y_3 ... Чтобы опредѣлить соотвѣтствующія ширины x_1, x_2, x_3 и т. д., составляемъ ур-ія:

$$y \times W_x = \frac{Q_1}{z_2}$$

Но здѣсь намъ неизвѣстно еще W_x. Такъ какъ разность между w_1 и w_2 вообще незначительна, то считаютъ

$$\text{всѣ } W_x = \frac{w_1 + w_2}{2} \quad ,$$

или же считаютъ, что скорости w_x возрастаютъ пропорціонально высотѣ.

$$w_x - w_1 = (w_2 - w_1)\frac{h_x}{h_1} \quad .$$

Когда величины x найдены, можно построить поперечный профиль колеса. Если при этомъ окажется, что профиль выходитъ угловатымъ, надо его сгладить и затѣмъ по соотвѣтствующей величинѣ x найти новое значеніе y. Если струя при этомъ станетъ угловатой, надо немного измѣнить её и опять подсчитать x и такъ продолжать дальше до тѣхъ поръ, пока и струя и профиль окажутся совершенно плавными.

Иногда, въ томъ случаѣ, когда ожидается поднятіе воды до отверстія m (чер. 10) ихъ не дѣлаютъ, а взамѣнъ этого, чтобы подводить воздухъ внутрь каналовъ колеса, дѣлаютъ ширину:

$$l_1' = \left(\frac{5}{4} - \frac{3}{2}\right) l_1$$

Изъ предыдущаго мы видѣли, что вода во всякомъ каналѣ турбины протекаетъ совершенно независимо отъ другихъ каналовъ, поэтому воду можно пускать только въ часть каналовъ, не опасаясь, что вслѣдствіе этого коеффиціентъ полезнаго дѣйствія можетъ значительно понизиться.

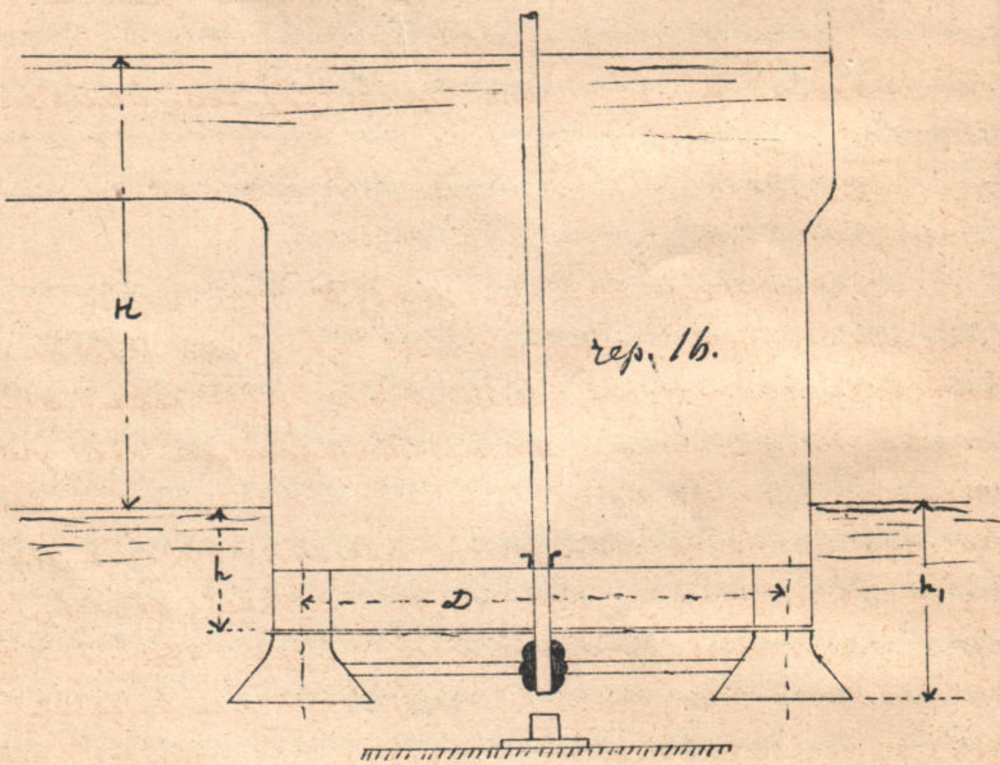
Въ виду этого обстоятельства турбина Жирара можетъ быть разсчитана, какъ парціальная, а это является необходимымъ въ случаѣ малаго расхода, ибо въ противномъ случаѣ при маломъ значеніи D и данной величинѣ u (скорость по окружности) могло бы получиться очень большое число оборотовъ, что потребовало бы сложной тяжелой передачи отъ вала турбины къ главному валу фабрики. Кромѣ того въ виду того же обстоятельства турбина Жирара легко регулируется закрытіемъ нѣсколькихъ каналовъ направляющаго аппарата совершенно безъ пониженія коеффиціента полезнаго дѣйствія, чего нельзя

...ыметь, какъ увидимъ ниже, о турбинахъ другого рода. Эти качества дѣлаютъ турбину Жирара одной изъ самыхъ распространенныхъ. Ее можно строить для всякихъ расходовъ и напоровъ, но особенно тамъ, гдѣ расходъ сильно измѣняется, а напоръ остается приблизительно постояннымъ. Лишь только тогда, когда уровень нижней воды поднимается настолько высоко, что заполняетъ турбину, коэффиціентъ ея полезнаго дѣйствія значительно понижается вслѣдствіе того, что мертвая вода затопитъ свободное пространство между струей и выпуклой стороной лопатки и можетъ значительно нарушить правильность движенія.
Но въ сущности и это не особенно важно. Обыкновенно поднятіе уровня сопровождается возрастаніемъ расхода, такъ что если дѣлать турбину съ запасомъ, можно нужную работу получить на счетъ расхода, не заботясь о высокомъ коэффиціентѣ полезнаго дѣйствія. Дѣйствительно высокій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія необходимъ только тогда, когда ощущается недостатокъ въ водѣ, а не тогда, когда избытокъ ея приходится спускать черезъ запасные шлюзы плотины.
„Hänel" на выпуклой сторонѣ каждой лопатки присоединялъ другую поверхность, которая какъ разъ граничитъ съ свободной поверхностью струи. Вода въ такой турбинѣ идетъ свободной струей, какъ въ турбинѣ Жирара, но здѣсь нѣтъ свободнаго, незанятаго водой пространства. Если такая турбина и будетъ затоплена водой, то мертвая вода

не можетъ войти въ нее. Такія турбины называются предѣльными.

Французская осевая турбина.

Придерживаясь прежнихъ обозначеній, будемъ слѣдить послѣдовательно за движеніемъ воды отъ поверхности ея въ ящикѣ (чер. 16) до выхода изъ колеса



чер. 16.

Разсмотримъ сначала истеченіе воды изъ направляющаго аппарата. По теоремѣ Бернулли имѣемъ:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} + \zeta_1 \frac{v^2}{2g} = \frac{p_0}{\Delta} + H + h \quad \text{-------------} (1)$$

Изъ этого ур-ія мы и можемъ опредѣлить v, если будетъ извѣстно p (давленіе въ зазорѣ между турбиной и направл. аппаратомъ). Выгоднѣе всего давленіе p выбрать такъ, чтобы оно было равно давленію снаружи на той же глубинѣ. Еслибы p было меньше этого давленія, то извнѣ втекало бы въ турбину нѣкоторое количество воды, что нарушало бы правильность теченія. Если бы p было больше давленія окружающей воды, то черезъ зазоръ вытекало бы нѣкоторое количество воды, уносящее на каждый вытекающій въ секунду килограммъ количество энергіи равное $\frac{v^2}{2g}$.

Наружное давленіе около зазора равно

$$p = p_0 + \Delta h$$

Въ такомъ случаѣ изъ ур-ія (1) найдемъ:

$$\frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{v^2}{2g} + h + \frac{p_0}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + H + h$$

откуда:

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{1+\zeta}} = m\sqrt{2gH} \quad \text{------------} (2)$$

Отсюда видно, что еслибы не было вредныхъ потерь, скорость вытеканія изъ направляющаго аппарата соотвѣтствовала бы располагаемому напору H.

Коэффиц. m въ данномъ случаѣ будетъ имѣть ту же величину, что и въ предыдущемъ.

Что касается вступленія воды на лопатку турбины, то оно должно совершаться при тѣхъ же условіяхъ, какъ и въ турбинѣ Жирара, т. е. относительная скорость должна имѣть направленіе перваго элемента лопатки.

На основаніи этого мы получаемъ слѣдующія соотношенія (чер.):

$$\frac{u}{w_1} = \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\alpha} \text{ --- } (3) \quad \text{и} \quad \frac{v}{w_1} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \text{ ---- } (4)$$

Составимъ теперь ур-іе Бернулли для движенія воды отъ перваго элемента лопатки турбины до выхода ея наружу.

Будемъ имѣть:

$$\frac{w_1^2}{2g}+\frac{p_0}{\Delta}+h_1-h=\frac{w_2^2}{2g}+\zeta_2\frac{w_2^2}{2g}+\frac{p_1}{\Delta}$$

гдѣ p_1 равно давленію на глубинѣ h_1, т. е.

$$p_1=p_0+\Delta h_1$$

Такимъ образомъ, принимая во вниманіе, что $p_1=p_0+\Delta h_1$, найдемъ:

$$\frac{w_1^2}{2g}=\frac{w_2^2}{2g}+\zeta_2\frac{w_2^2}{2g}$$

откуда:

$$w_2=\frac{w_1}{\sqrt{1+\zeta_2}}=m_1 w_1$$

Коэффиц. m въ данномъ случаѣ, какъ мы увидимъ ниже, будетъ нѣсколько меньше, чѣмъ для турбины Жирара; такимъ образомъ:

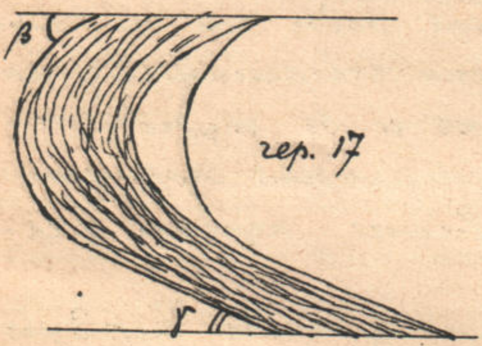
$$w_2=0,95\,w_1$$

Если мы сложимъ w_2 съ u по правилу параллелограмма, то найдемъ абсолютную скорость v_0, съ которой вода оставляетъ турбину. Какъ мы выяснили раньше, эта скорость должна быть направлена нормально къ нижнему основанію турбины

Это даетъ намъ слѣдующее условіе (чер. 17)

$$w_2\cos\gamma=u \quad \text{----} (6)$$

$$w_2\sin\gamma=v_0 \quad \text{----} (7)$$



чер. 17

Подсчетъ этой турбины производится также, какъ и турбины Жирара.

По сравненію съ турбиной Жирара эта турбина имѣетъ слѣдующіе недостатки:

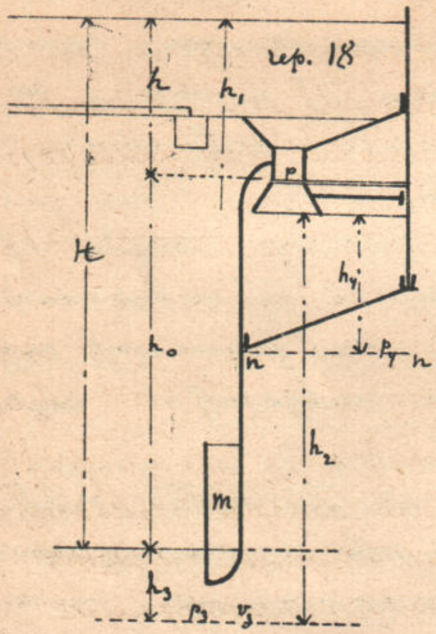
1) Между поверхностью струи и задней стороной лопатки образуется свободный промежутокъ, который, по всей вѣроятности, заполняется мертвой водой, обла-

дающей медленными вихревыми движеніями; слѣдуетъ думать, что эта вода будетъ до нѣкоторой степени нарушать правильность движенія, что выразится нѣкоторой потерей энергіи, почему въ форм. (5) коэффиц. m, слѣдуетъ взять меньше соотвѣтствующаго коэффиц. для турбины Жирара. Если лопаткѣ придать такую форму, чтобы ея задняя сторона соприкасалась съ поверхностью струи, то увеличилась бы поверхность тренія и потеря энергіи могла оказаться еще больше.

2) Такого рода турбина не можетъ работать, какъ парціальная, ибо промежутокъ между неработающими лопатками тотчасъ же заполняется внѣшней водой; когда за этими лопатками наступаетъ очередь работать, то работающая вода, вступая между ними, ударяется объ заполнившую ихъ воду, что, понятно, сопровождается потерей энергіи. Вслѣдствіе этой же причины французская турбина очень плохо регулируется. Кромѣ того при малыхъ расходахъ діаметръ турбины получается очень малымъ, такъ что при данномъ значеніи скорости u получается значительное число оборотовъ, что влечетъ за собою сложную передачу и значительныя потери на треніе въ этой передачѣ.

Но эта турбина имѣетъ и преимущества передъ турбиной Жирара. Мы видѣли, что послѣдняя должна быть поставлена на нѣкоторой высотѣ надъ уровнемъ нижней воды, что сопровождается потерей части паденія, тогда какъ въ данномъ случаѣ такой потери не наблюдается.

Второе ея преимущество передъ турбиной



Жирара заключается въ томъ, что она можетъ быть поставлена во всасывающей трубѣ (чер. 18) на значительной высотѣ надъ уровнемъ нижнихъ водъ.

Наконецъ, она хорошо приспособлена къ колебанію уровней, ибо, если уровни колеблются незначительно, то H сохраняетъ постоянную величину. и правильность теченія не нарушается.

Всасывающая труба.

Всасывающей трубой (чер. 21) называется цилиндрическая или слегка коническая труба, нижній конецъ которой погруженъ подъ уровень нижнихъ водъ, а верхній примыкаетъ къ направляющему аппарату, такъ что вода въ нее проникаетъ только черезъ турбину.

Покажемъ, что въ какомъ бы мѣстѣ ея мы ни поставили турбину, мы получимъ всегда одну и ту же работу.

Найдемъ скорость истеченія изъ направляющаго аппарата. По теоремѣ Бернулли имѣемъ:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} + \zeta_1 \frac{v^2}{2g} = h + \frac{p_0}{\Delta} \quad \text{-----------} (1)$$

По предыдущему положимъ, что p = давленію во внѣшней средѣ. Чтобы найти это давленія, примѣнимъ теорему Бернулли къ движенію по трубѣ отъ нижняго основанія турбины до выходного отверстія:

$$\frac{v_3^2}{2g} + \zeta_3 \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\Delta} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\Delta} + h_2 \text{ -------- } (2)$$

Допустимъ для простоты, что $v_2 = v_3$ и пренебрежемъ вредными сопротивленіями въ трубѣ, т. е. положимъ $\zeta_3 = 0$; тогда изъ ур-ія (2):

$$\frac{p_3}{\Delta} = \frac{p_2}{\Delta} + h_2 \text{ -------- } (3)$$

Легко видѣть, что

$$p_3 = p_0 + \Delta h_3$$

Въ такомъ случаѣ:

$$p_2 = p_0 - \Delta(h_2 - h_3) \text{ -------- } (4)$$

Найдемъ теперь давленіе около зазора. Можно допустить, что верхняя часть трубы будетъ наполнена водой, обладающей медленными вихревыми движеніями, такъ что давленіе будетъ слѣдовать здѣсь законамъ гидростатики. Такимъ образомъ:

$$p_1 = p_2 - \Delta(h_1 - h) = p_0 - \Delta(h_1 - h) - \Delta(h_2 - h_3) \ldots (5)$$

Допустимъ теперь, что давленіе въ зазорѣ равно давленію p_1 и будемъ въ этомъ предположеніи искать скорость истеченія изъ направляющаго аппарата. По теоремѣ Бернулли:

$$\zeta_1 \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} + \frac{p_1}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + h$$

Принимая во вниманіе ур-іе (5), получимъ:

$$\frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v^2}{2g} - h_1 + \frac{p_0}{\Delta} + h - h_2 + h_3 = \frac{p_0}{\Delta} + h$$

Откуда

$$v = \frac{\sqrt{2g(h_2 + h_1 - h_3)}}{\sqrt{1 + \zeta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}} \cdot \sqrt{2gH}$$

т. е. <u>скорость истеченія не зависитъ отъ положенія турбины во всасывающей трубѣ,</u> слѣдовательно, гдѣ бы мы ее не поставили, вода всегда будетъ приносить къ турбинѣ ту же энергію. Но нужно замѣтить только, что высоту всасывающей трубы нельзя дѣлать безгранично высокой.

Предѣлъ высоты опредѣлится изъ того условія, что p_1 не можетъ быть отрицательной величиной. Если мы положимъ $p_1 = 0$, то изъ ур-ія (5):

$$h_0 = h_2 - h_3 + h_1 = \frac{p_0}{\Delta} = 10,33 \text{ mtr.}$$

т.е. высота всасывающей трубы, отсчитываемая отъ уровня нижней воды не можетъ быть болѣе 10,33 mtr. Но уже мы говорили, что давленіе нигдѣ внутри движущейся жидкости не должно падать ниже давленія пара, соотвѣтствующаго температурѣ воды, поэтому въ дѣйствительности невозможно выполнить всасывающую трубу такой высоты.

Кромѣ этого нужно заботиться, чтобы всѣ соединенія всасывающихъ трубъ были настолько плотны, чтобы воздухъ не могъ совершенно проникать внутрь. Легко понять, что воздухъ дѣйствительно будетъ имѣть стремленіе проникать внутрь трубы, ибо давленіе тамъ, какъ видно изъ ур-ія (4) будетъ много меньше атмосфернаго. Если же воздухъ проникаетъ въ трубу, то это тотчасъ же отзывается на уменьшеніи коэффиціента полезнаго дѣйствія. Дѣйствительно, допустимъ, что, проникнувъ въ трубу, воздухъ вытѣснитъ воду до уровня nn, гдѣ уже установится сплошное теченіе. Такъ какъ давленіе внутри всего объема воздуха будетъ равняться давленію на уровнѣ nn, то

$$p_2 = p_4$$

и высота h будетъ потеряна.

Слѣдуетъ обратить вниманіе еще на слѣдующее. Мы предположили, что $v_2 = v_3$; положимъ теперь, что $v_3 > v_2$, такъ что

$$\frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = H_0$$

Тогда изъ ур-ія (2), пренебрегая вредными сопротивленіями, найдемъ:

$$p_2 = p_3 + \Delta(H_0 - h_2) = p_0 + \Delta(H_0 + h_3 - h_2)$$

и изъ ур-ія (5):

$$p_1 = p_0 + \Delta(H_0 + h_3 - h_2 - h_1 + h)$$

Тогда скорость истеченія изъ направляющаго аппарата будетъ:

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}}\sqrt{2g(h_2 - h_3 + h_1 - H_0)} = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}}\sqrt{2g(H - H_0)}$$

т.е. въ такомъ случаѣ мы будемъ терять опять таки нѣкоторую часть напора, равную H_0. Если же мы допустимъ, что H_0 есть величина отрицательная, т.е. $v_2 > v_3$, то найдемъ, что:

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}}\sqrt{2g(H + H_0)}$$

т.е. въ этомъ случаѣ мы будемъ выигрывать нѣкоторый напоръ. Если же во всѣхъ трехъ случаяхъ мы будемъ придавать одно и то же значеніе скорости v_3, то мы въ сущности говоря, ничего не будемъ выигрывать или проигрывать въ работѣ, ибо потеря и будетъ равна высотѣ $\frac{v^2}{2g}$, но только въ послѣднемъ случаѣ турбина получитъ наименьшіе размѣры и во второмъ наибольшіе.

Обыкновенно полагаютъ:

$$\frac{v_2^2}{2g} = (1+\zeta_3)\frac{v_3^2}{2g}$$

гдѣ членъ $\zeta_3 \frac{v_3^2}{2g}$ содержитъ всѣ вредныя потери въ трубѣ.

Надо еще замѣтить, что при высокой трубѣ (болѣе 8 mtr) получаются качанія столба воды въ вертикальномъ направленіи, что нарушаетъ правильность всасывающаго дѣйствія.

Для правильнаго дѣйствія въ началѣ хода слѣдуетъ трубу закрыть передъ остановкой щитомъ т, чтобы она была наполнена водой, и кромѣ то нужно приспособленіе (небольшой воздушный насосъ), чтобы отъ времени до времени выкачивать изъ верхней части трубы скопляющійся тамъ воздухъ.

Невыгодной стороной всасывающей трубы являются нѣкоторыя вредныя потери, какъ-то треніе и ударъ при выходѣ воды изъ турбины.

Высоту всасывающей трубы можно опредѣлять по слѣдующей эмпирической формулѣ:

$$h_2 \leqq \frac{1}{0,11+0,055\,D},$$

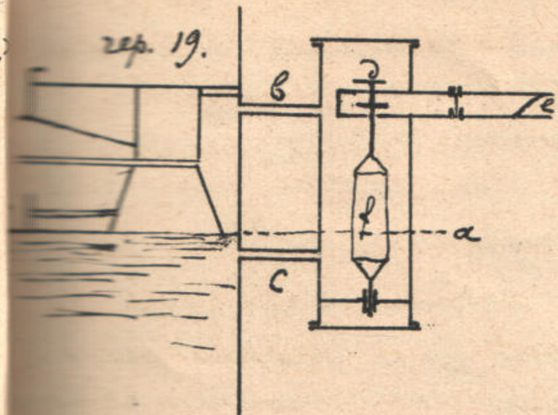
гдѣ Д - діаметръ трубы въ метрахъ.

Но не трудно видѣть, что заполненіе воздухомъ верхней части трубы до уровня нижняго основанія турбины никакой потерей сопровождаться не будетъ; только лишь давленіе въ зазорѣ будетъ въ такомъ случаѣ меньше давленія окружающей среды, и потому воздухъ будетъ всасываться внутрь турбины.

Это обстоятельство даетъ возможность помѣщать въ всасывающей трубѣ турбину Жирара, если только устроить приборъ, который автоматически поддерживалъ бы верхнюю часть трубы, наполненной воздухомъ. Для этой цѣли служитъ приборъ Менье (чер. 19)

Вертикальный цилиндръ а сообщается двумя трубками в и С со всасывающей трубой, такъ что отверстіе трубки Н выше этого уровня. Внутри цилиндра а имѣется двойной клапанъ d, открывающійся вверхъ. Промежутокъ между двумя клапанами сообщается с атмосферой горизонтальной трубкой e. Клапанъ d связанъ съ поплавкомъ f, который имѣетъ снизу направляющую. Въ трубкѣ e имѣется клапанъ, который можетъ открываться внутрь. Если мы хотимъ поддерживать уровень воды на уровнѣ N, то должны разсчитать поплавокъ такъ, чтобы въ такомъ случаѣ клапаны какъ разъ садились въ гнѣзда. Какъ только уровень воды достигнетъ

чер. 19.



уровня N, клапаны закрываются. Когда турбину останавливаютъ, опуская щитъ и закрывая выходное отверстіе всасывающей трубы, вода наполняетъ всю трубу; если бы не было клапана въ трубкѣ e, то она вытекала бы наружу. Чтобы слѣдить за уровнемъ воды въ трубѣ, полезно на цилиндрѣ a помѣстить водомѣрное стекло.

Турбина Жонваля.

Главнѣйшее её отличіе отъ описанной турбины заключается въ томъ, что уголъ $\beta = 90^\circ$ и оба обода колеса представляютъ изъ себя цилиндры (чер. 20)
Можемъ написать:

$$\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1) + \frac{p_1}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + h \quad \text{-----------} (1)$$

Изъ треугольника abc имѣемъ:

$$v \cos\alpha = u \quad \text{-----------------} (2)$$

$$v \sin\alpha = w_1 \quad \text{-----------------} (3)$$

Разсматривая движеніе воды по лопаткѣ колеса, найдемъ:

$$\frac{w_1^2}{2g} + h_1 + \frac{p_1}{\Delta} = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{p_2}{\Delta}$$

или $$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\Delta} = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + (h-H) + \frac{p_0}{\Delta} \quad \text{------(}$$

либо

$$p_2 = (h - H + h_1)\Delta + p_0$$

Изъ условій нормальности вытеканія имѣемъ:

$$w_2 \cos\gamma = u \quad \text{------(}$$

$$w_2 \sin\gamma = v_0 \quad \text{------(}$$

и, наконецъ:

$$u v \cos\alpha = \eta_1 g H \quad \text{------(}$$

гдѣ η_1 мы будемъ считать данной величиной.

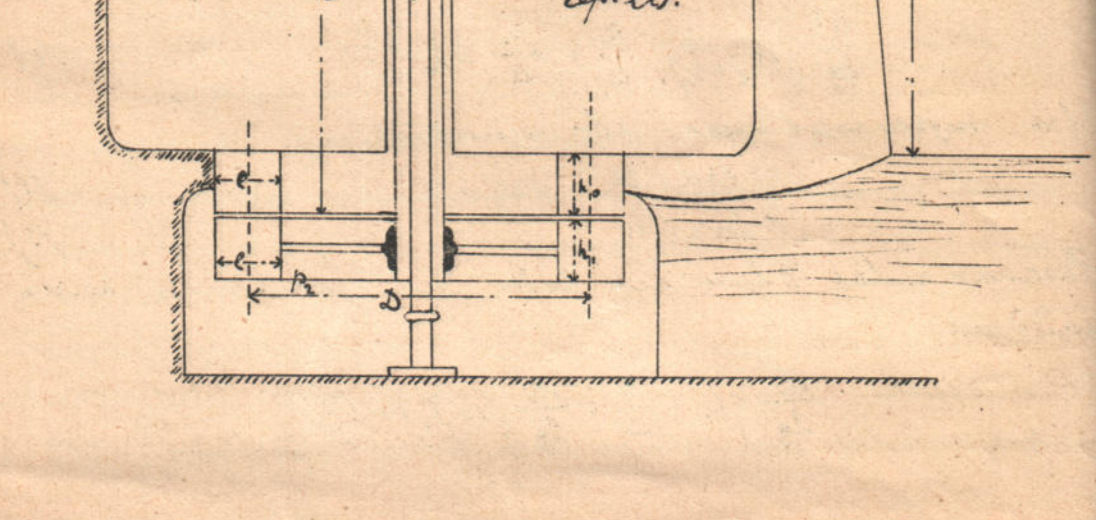
Вмѣсто этого послѣдняго ур-ія можно также пользоваться соотношеніемъ:

$$\frac{v_0^2}{2g} = \varepsilon H \quad \text{------(7')}$$

гдѣ ε нужно считать данной величиной.

Кромѣ этого постоянство ширины турбины даетъ еще слѣдующее соотношеніе.

Обозначимъ шагъ колеса черезъ t_1, толщину его лопатокъ черезъ σ_1, и ширину — черезъ b_1; тогда будемъ имѣть на основаніи условія несжимаемости:



Чер. 20.

$$(t_1 - \sigma_1)\, l_1 w_1 = (t_1 \sin\gamma - \sigma_1)\, l_1 w_2$$

$$(t_1 - \sigma_1)\, w_1 = (t_1 \sin\gamma - \sigma_1)\, w_2 \quad \text{-----------------} (8)$$

Такимъ образомъ видимъ, что для опредѣленія 8 неизвѣстныхъ: v, p_1, α, u, w_1, w_2, γ и v_0 мы будемъ имѣть полное число ур-ій.

Сдѣлаемъ нѣсколько упрощающихъ допущеній.

Сравнивая расходы воды черезъ выходное отверстіе направляющаго аппарата и колеса, найдемъ:

$$z v (t \sin\alpha - \sigma)\, l = z_1 w_2 (t_1 \sin\gamma - \sigma_1)\, l_1 \quad \text{----------} (9)$$

Дѣлая для простоты приблизительно вѣрное предположенія, что

$$z = z_1 \qquad t = t_1 \qquad \alpha = \gamma \quad \text{и} \quad \sigma = \sigma_1$$

найдемъ

$$v = w_2 \quad \text{------------------} (10)$$

Далѣе, полагая въ ур-іи (8) $\sigma_1 = 0$, получимъ:

$$w_1 = w_2 \sin\gamma = v_0 \quad \text{---------------} (11)$$

Принимая во вниманіе соотношенія (9) и (10) и полагая $\zeta_1 = \zeta_2$, найдемъ:

$$\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1) - H = \frac{v_0^2}{2g}$$

Откуда, по сокращеніи имѣемъ:

$$\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1) = H(1+\varepsilon)$$

Подставляя это выраженіе въ ур-іе (1), получимъ:

$$\frac{H}{2}(1+\varepsilon) + \frac{p_1}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + h$$

Откуда

$$\frac{p_1}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + h - \frac{H}{2}(1+\varepsilon)$$

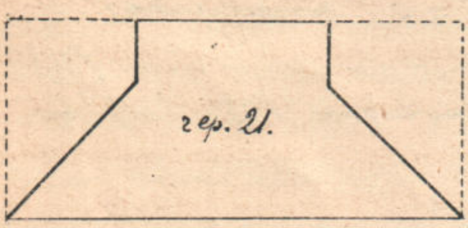
т. е.

$$p_1 > p_0 + \Delta(h - H)$$

давленія внѣ на той же глубинѣ.

Слѣдствіемъ этого является вытеканіе и потеря воды черезъ зазоръ; это и составляетъ одну изъ невыгодныхъ сторонъ турбины Жонваля. Второй существенный недостатокъ этой турбины заключается въ слѣдующемъ. Мы видѣли выше, что коэффиціентъ полезнаго дѣйствія зависитъ главнымъ образомъ отъ величины скорости v_3, такъ что при однихъ и тѣхъ же условіяхъ для достиженія того же полезнаго эффекта эта скорость должна быть одна и та же при всякой системѣ турбины.

Если положимъ, что средній діаметръ турбины Жонваля при такихъ же условіяхъ имѣетъ ту же величину, что и французская турбина, то и ширина колеса внизу будетъ та же самая; слѣдовательно, въ такомъ случаѣ турбина Жонваля получается такъ сказать, расширеніемъ верхней части (чер. 21) французской турбины, а не суженіемъ нижней.



чер. 21.

При этомъ, конечно, верхняя часть получилась бы значительной ширины, и поэтому условія вступленія крайнихъ струекъ на лопатки колеса значительно уклонялись бы отъ среднихъ условій, такъ что вступленіе этихъ струекъ сопровождалось бы ударами, что повлекло бы за собою значительную потерю энергіи. Чтобы избѣжать этой потери, остается, очевидно, только одно средство: увеличить діаметръ, но тогда турбина получается тяжелѣе и дороже. Понятно, кромѣ того, что турбина Жонваля, такъ же какъ и предыдущая должна плохо регулироваться, поэтому плохо приспособляться къ перемѣнному расходу.

Замѣтимъ, что уголъ β иногда дѣлаютъ и не равнымъ 90°, а больше или меньше. Дав-

...нiе въ зазорѣ возрастаетъ вмѣстѣ съ возрастанiемъ угла β. Турбины съ избыткомъ давленiя въ зазорѣ называются часто <u>реактивными</u>.

Если β не равно 90^0, то вмѣсто ур-iй (2) и (3) мы получимъ:

$$\frac{v}{u} = \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} \text{ - - - - - - - - - - - - - - - - - } (2')$$

$$\frac{v}{w_1} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \text{ - - - - - - - - - - - - - - - - } (3')$$

Посмотримъ, какъ величина угла β отражается на величинѣ скорости u.

На основанiи ур-iя (7) и (2) найдемъ:

$$u = \sqrt{\eta_1 gH}\sqrt{\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta . \cos\alpha}} = \sqrt{\eta_1 gH}\sqrt{1-\frac{tg\alpha}{tg\beta}}$$

Отсюда легко видѣть, что съ возрастанiемъ β скорость $\underline{u}$ увеличивается. Благодаря этому обстоятельству реактивныя турбины оказываются полезными при малыхъ напорахъ, чтобы получить по возможности большое число оборотовъ и упростить передачу къ фабричному валу.

<u>Примѣръ разсчета</u>. Дано $Q = 1{,}5$ к. м. $H = 3$ мтр.

Для упрощенiя подсчета мы будемъ считать η_1 и ε неизвѣстными; тогда мы будемъ имѣть неизвѣстныхъ больше, чѣмъ ур-iй, и поэтому одно изъ нихъ можемъ выбрать произвольно. Самымъ удобнымъ представляется выбрать величину скорости w_1. Выборъ величины этой скорости можно произвести на основанiи слѣдующихъ соображенiй.

Въ ур-iи (11) w_1 приблизительно равно v_0. Мы знаемъ, что отъ величины v_0 главнымъ образомъ зависитъ коэффицiентъ полезнаго дѣйствiя и обыкновенно величина этой скорости не превосходитъ:

$$\sqrt{(0{,}03 - 0{,}08)\,2gH}.$$

Руководствуясь этимъ, и можно назначить величину W_1 по желанію въ указанныхъ предѣлахъ, но только надо помнить, что W_1 нѣсколько болѣе V_0.
Примемъ для нашего случая:

$$W_1 = 1,62 \text{ mtr.}$$

Напоръ, соотвѣтствующій этой скорости, составитъ слѣдующую долю полнаго напора:

$$\varepsilon_1 = \frac{(1,62)^2}{2gH} = \frac{2,62}{58,86} = 0,0446$$

Теперь опредѣлимъ v; складывая ур-іе (1) съ (4) въ обратномъ порядкѣ, т. е. правыя части съ лѣвыми, получимъ:

$$\frac{W_1^2}{2g} + H = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1) \text{ ---- } (12)$$

Изъ этого ур-ія можно было бы исключить W_2 черезъ v при помощи ур-ія (9), но такой путь сложенъ. Между прочимъ легко видѣть, что W_2 равно приблизительно v; поэтому для начала подсчета можно положить, что

$$W_2 = v.$$

Тогда изъ ур-ія (12) имѣемъ:

$$\frac{W_1^2}{2g} + H = \frac{v^2}{2g}(2+\zeta_1+\zeta_2)$$

Теперь отсюда мы и можемъ опредѣлить V. Для этого намъ нужно намѣтить величины ζ_1 и ζ_2.
При небольшихъ напорахъ и желѣзныхъ лопаткахъ $\zeta_1 = 0,16$.
При большихъ напорахъ, когда вода подводится по трубѣ и при чугунныхъ лопаткахъ $\zeta_1 = 0,2$

при желѣзныхъ " $\zeta_2 = 0,1$

" чугунныхъ " $\zeta_2 = 0,12.$

Предположимъ, что мы хотимъ выполнить лопатки изъ желѣза; тогда можемъ принять:

$$\zeta_1 = 0,16 \quad \text{и} \quad \zeta_2 = 0,1$$

Отсюда слѣдовательно будемъ имѣть:

$$v^2 = \frac{2gH + w_1^2}{2,26} = \frac{58,86+2,62}{2,26}$$

Откуда

$$w_2 = v = 5,215 \text{ mtr.}$$

Но v_2 слѣдуетъ принять немного больше этой средней величины. Положимъ:

$$v = 5,23 \text{ mtr.}$$

Тогда изъ ур-ія (3) имѣемъ

$$\sin\alpha = \frac{w_1}{v} = \frac{1,62}{5,23} = 0,309 \quad \text{и} \quad \alpha = 18^\circ$$

Изъ ур-ія (2) имѣемъ:

$$u = v\cos\alpha = 5,23 \cdot 0,951 = 4,97$$

Изъ ур-ія (7):

$$\eta_1 = \frac{u^2}{gH} = \frac{(4,97)^2}{29,43} = \infty\, 0,84.$$

Пересчитаемъ теперь по ур-ію (12) величину w_2.

$$w_2^2 = \frac{2gH + w_1^2 - v^2(1+\zeta_2)}{1,1} = \frac{58,86+2,62-(5,23)^2\cdot 1,16}{1,1} = \frac{29,76}{1,1}$$

откуда

$$w_2 = 5,2 \text{ mtr.}$$

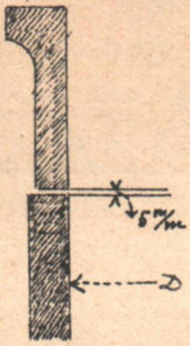
Далѣе изъ ур-ія (6) имѣемъ:

$$\cos\gamma = \frac{u}{w_2} = \frac{4,97}{5,20} = 0,9555 \quad \text{и} \quad \gamma = 17^\circ$$

Теперь намъ остается опредѣлить размѣры турбины и направляющаго аппарата, а затѣмъ провѣрить, будутъ ли всѣ сѣченія пропускать данное количество воды, ибо вода въ турбинѣ Жонваля заполняетъ всѣ сѣченія, такъ какъ течетъ при избыткѣ давленія.

При подсчетѣ турбины слѣдуетъ принимать во вниманіе то обстоятельство, что часть воды протекаетъ черезъ зазоръ между турбиной и направляющимъ аппаратомъ.

Точно же часто турбину разсчитываютъ на меньшее количество воды, но при этомъ стараются по возможности устроить такъ, чер. 22



чер. 23

чер. 24

чтобы теченіе было по возможности затруднено.
При устройствѣ (чер. 22) теченіе будетъ довольно зна-
чительно. При устройствѣ (чер. 23) протеканіе будетъ
затруднено, но всего лучше устройство (чер. 24)
здѣсь вода должна при переходѣ изъ узкой щели
въ расширенное мѣсто терять значительную
часть своей энергіи.

Такъ какъ первый способъ подсчета представ-
ляется нѣсколько болѣе сложнымъ, то мы и
остановимся на немъ.

Примѣняя устройство (чер. 23) допустимъ, что
черезъ зазоръ проникаетъ количество воды:

$$q = 0{,}03 \text{ кб. m.}$$

т. е. около 2% отъ Q.

Величину q можно опредѣлить на основаніи
слѣдующей формулы, не требующей поясненій:

$$q = \mu \cdot 2\pi D \cdot s \sqrt{2g\left(\frac{p_1}{\Delta} - \frac{p_1'}{\Delta}\right)}$$

гдѣ μ — коефф. расхода $= 0{,}5$ для перваго устройства
и $0{,}2$ — для второго, s — ширина зазора $= 2-3$ m/m
p_1 — давленіе внутри, p_1' — давленіе снаружи.
Это послѣднее равно

$$p_1' = \Delta(1 - H) + p_0$$

такъ что на основаніи ур-ія (4) имѣемъ:

$$q = \mu \, 2\pi D \cdot s \sqrt{W_2^2 (1 + \zeta_2) - W_1^2}$$

Такъ какъ намъ D пока неизвѣстно, то
мы должны сдѣлать относительно q допущеніе.

Такимъ образомъ черезъ турбину протекаетъ количество воды

$$Q_1 = Q - q = 1,5 - 0,03 = 1,47 \text{ кб. м.}$$

Будемъ высчитывать выходное отверстіе изъ турбины, для чего намъ надо оцѣнить степень свободы этого отверстія. Шагъ лопатокъ въ турбинѣ Жонваля дѣлается значительно больше, чѣмъ въ турбинахъ активныхъ, на томъ основаніи, что здѣсь направленіе лучше, но треніе больше, ибо вода направляется двумя стѣнками.

Обыкновенно принимаютъ:

при $Q = 5-12$ кб. м.	$Q = 1-5$ к. м.	$Q = 1-1,5$ к. м.
$H = 0,5-3$ м.	$H = 1,5-8$ м.	$H = 8-12$ м.
$t = 250-350$ м/м	$t = 150-200$ м/м	$t = 120-150$ м/м.

Примемъ:

$$t_1 \sin\gamma = 60 \text{ м/м} \quad \text{и} \quad \sigma_1 = 6 \text{ м/м}$$

Степень свободы будетъ $\frac{54}{60} = 0,9$

Слѣдовательно, діаметръ можно вычислить по формулѣ:

$$0,9 \pi D \sin\gamma \, l_1 w_2 = Q_1$$

Величину l_1 дѣлаютъ $= \frac{1}{6} - \frac{1}{10} D$ — больше при большихъ расходахъ и малыхъ напорахъ.

Примемъ для нашего случая $l_1 = \frac{D}{8}$; тогда

$$D^2 = \frac{1,47 \cdot 8}{0,9\pi \cdot 0,292 \cdot 5,2}$$

откуда

$$D = 1,66 \quad \text{и} \quad l_1 = 207,5 \text{ м/м}$$

Найдемъ теперь z_1

$$t_1 = \frac{60}{\sin\gamma} = \frac{60}{0,292} = 205 \text{ м/м}$$

$$z_1 = \frac{\pi \cdot 1,66}{0,205} = \sim 25$$

Теперь мы можемъ, зная D, подсчитать q. Примемъ $s = 2$ м/м; тогда

$$q = 0,5 \cdot 5,21 \cdot 0,002 \cdot 5,21 = 0,028 \text{ к. м.}$$

$$Q = 1,5 - 0,028 = 1,472 \text{ к. м.}$$

Гидравлическій коэффиціентъ пол. дѣйствія будетъ:

$$\eta_г = \frac{Q_1}{Q}\eta_1 = \eta_1\frac{1,472}{1,5} = 0,82$$

Провѣримъ теперь выходное отверстіе изъ турбины, не измѣняя величины D. Имѣемъ:

$$(\pi D \sin\beta - 25 \cdot 0,006)\, l_1 w_2 = 1,472 \text{ куб. м.}$$

откуда

$$l_1 = 206 \text{ m/m}$$

Примемъ ширину направляющаго аппарата

$$l = 200 \text{ m/m}$$

и провѣримъ, будетъ ли входное отверстіе турбины соотвѣтствовать количеству протекающей воды.

При этомъ обыкновенно считаютъ ширину входного отверстія равной ширинѣ направляющаго аппарата, ибо вода не будетъ сразу расширяться, такъ что свободное пространство будетъ заполнено мертвой водой. На томъ же основаніи никогда не принимаютъ во вниманіе заостренія концовъ лопатокъ.

Это отверстіе будетъ пропускать слѣдующее количество воды, если мы примемъ во вниманіе стѣсненія лопатками направляющаго аппарата и турбины:

$$\left(\pi D - 25 \cdot 0,006 - z\frac{\sigma}{\sin\alpha}\right) l \cdot w_1 = Q_1$$

Принимая $z = 27$ и $\sigma_1 = 0,006$, найдемъ:

$$Q = 1,472 = Q_1$$

Если продѣлаемъ подобный же подсчетъ для выходного отверстія изъ направляющаго аппарата, то найдемъ, что это отверстіе будетъ пропускать то же количество воды Q_1, т. е. меньше дѣйствительнаго расхода. Но въ дѣйствительности скорость истеченія изъ направляющаго аппарата нѣсколько больше разсчетной, ибо значительная часть напора теряется въ зазорѣ, благодаря быстрому расширенію и слѣдующему за нимъ суженію.

Вообще теченіе воды въ реактивной турбинѣ не обладаетъ той плавностью, какая имѣетъ мѣсто въ турбинахъ активныхъ.

Высота колеса дѣлается $= 0,1\,D$ при большомъ D.

и $0,15\,D$ при маломъ D.

Высота направляющаго аппарата, если турбина не регулируется, дѣлается нѣсколько меньше

$(3/4 - 2/3)\,h$,

Лопатки вычерчиваются подобно лопаткамъ предыдущихъ турбинъ.

Турбина Жонваля д. быть настолько погружена въ воду, чтобы при самомъ низкомъ стояніи воды она была покрыта водой.

Впрочемъ, ее иногда ставятъ и надъ водой, подобно турбинѣ Жирара, но тогда формулы нѣсколько измѣняются.

Замѣтимъ, что при всасывающей трубѣ расчетъ долженъ идти въ томъ же порядкѣ; надо предварительно задать себѣ степень расширенія трубы или просто разность:

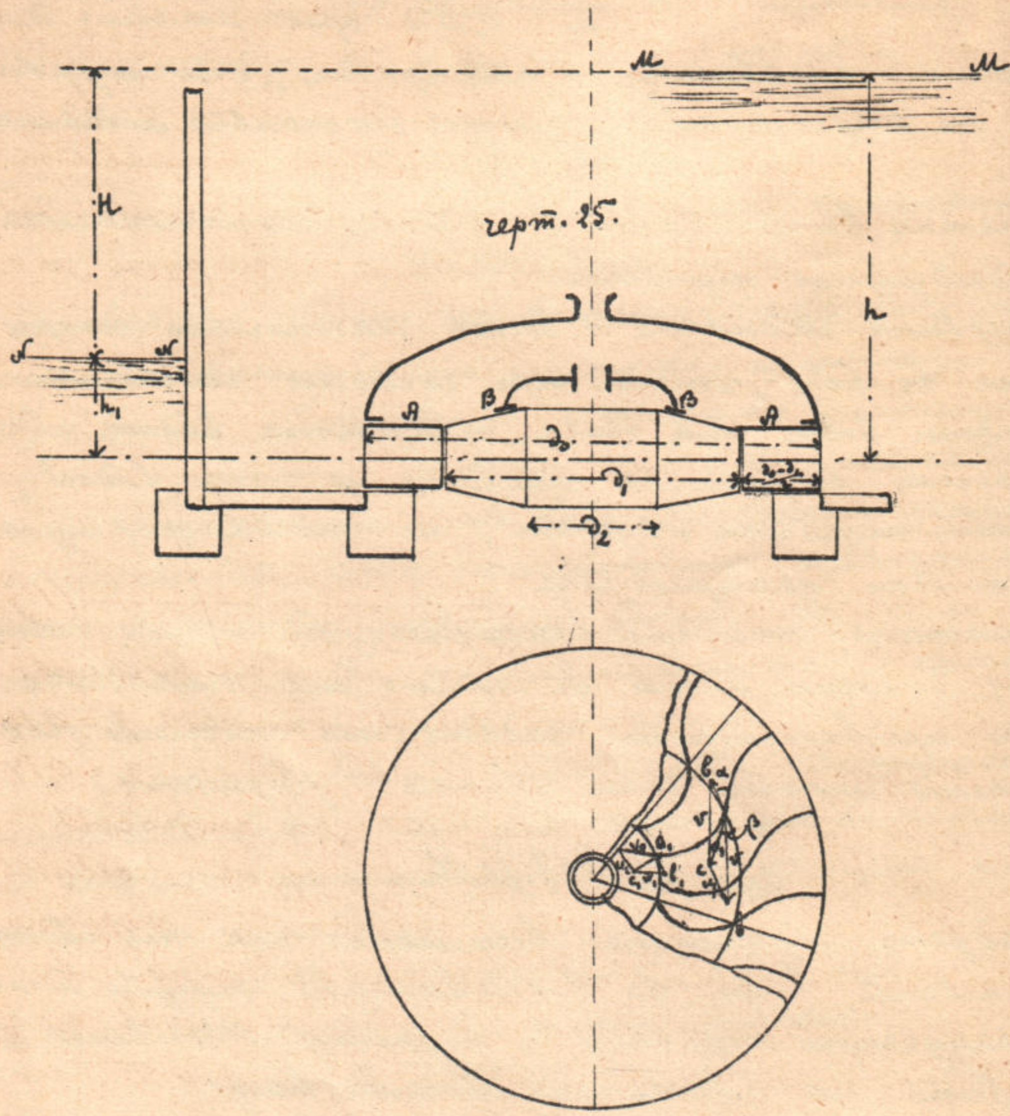
$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3) = H_0$$

Слѣдуетъ обратить вниманіе на то обстоятельство, что во всасывающей трубѣ можно французскую турбину и турбину Жонваля ставить на горизонтальномъ валу.

Расчеты отъ этого также не измѣняются, ибо въ среднемъ вода будетъ течь черезъ турбину такъ, какъ будто бы она была поставлена на вертикальномъ валу.

Радіальныя турбины

Турбина Фрэнсиса.



черт. 25.

Подводная турбина Фрэнсиса – самая распространенная изъ всѣхъ радіальныхъ турбинъ. Отличительный признакъ ея заключается въ томъ, что направляющій аппаратъ A (чер. 25) стоитъ снаружи, а колесо внутри, такъ что вода будетъ течь отъ периферіи къ центру. Обозначимъ давленіе въ зазорѣ черезъ p, и скорость, съ которою вода вытекаетъ изъ направляющаго

[illegible]парата, черезъ v, давленіе атмосферы — черезъ p_0
[illegible]римънимъ теорему Бернулли къ теченію воды
[illegible] уровня MM до выходного съченія направляюща-
[illegible] аппарата; тогда получимъ:

$$\frac{p_0}{\Delta}+h=\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+\frac{p_1}{\Delta} \quad \text{.................(1)}$$

[illegible] опредъленія v, выберемъ p, какъ и въ
[illegible]урбинъ Жирара, т.е. придадимъ направляю-
[illegible] аппарату такіе размъры, чтобы дав-
[illegible] въ зазоръ равнялось давленію снаружи, т.е.

$$p_1=p_0+h_1\Delta=p_0+(h-H)\Delta$$

Подставляя въ (1), получимъ:

$$\frac{p_0}{\Delta}+h=\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+\frac{p_0}{\Delta}+h-H$$

[illegible]куда

$$v=\frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{1+\zeta_1}} \quad \text{...........................(1')}$$

[illegible]эффиціентъ ζ_1 въ ур-іи (1) можно принимать:
[illegible] желъзныхъ или стальныхъ лопаткахъ $\zeta_1=0{,}125$
[illegible] чугунныхъ " $\zeta_1=0{,}14$
[illegible] получить относительную скорость
[illegible] при вступленіи на колесо, нужно сообщить
[illegible] водъ и колесу скорость, равную u_1, скорости
[illegible] внъшней окружности, но направленную въ
[illegible]тивоположную сторону. Тогда діагональ па-
[illegible]ллелограмма, построенная на $(-u)$ и v, и
[illegible] по величинъ и направленію относитель-
[illegible] скорость w_1. Чтобы избъжать удара, надо
[illegible] w_1 направленіе касательной къ первому
[illegible]енту лопатки. Если обозначимъ уголъ этой
[illegible]тельной съ внъшней окружностью колеса че-
[illegible] β, то изъ треугольника abc найдемъ:

$$\frac{w_1}{v_1}=\frac{\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} \quad \text{------(2)} \qquad \frac{u_1}{v}=\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \quad \text{------(3)}$$

[illegible] относительную скорость на послъдней элементъ лопатки черезъ w_2, скорость по внутренн[ей] окружности черезъ u_2 и давленіе у выходного отв[ер]стія черезъ p_2, по теоремѣ Бернулли для относительнаго движенія найдемъ:

$$\frac{p_1}{\Delta}+\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\Delta}+(1+\zeta_2)\frac{w_2^2}{2g}-\frac{u_2^2}{2g} \quad \text{.............} (4)$$

Струи воды, вытекая изъ колеса во внутреннее пространство, будутъ сталкиваться между собой [и] производить въ этомъ пространствѣ цѣлый рядъ вихревыхъ движеній. Можно допустить, что вс[ѣ] эти движенія медленны, такъ что давленіе въ этомъ пространствѣ слѣдуетъ законамъ гидростатики, т. е. $p_1=p_2$. Кромѣ того

$$\frac{u_2}{r_2}=\frac{u_1}{r_1}$$

откуда

$$u_2=\frac{r_2}{r_1}u_1 \quad \text{-------------} (5)$$

Поэтому ур-іе (4) приметъ видъ:

$$\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}=(1+\zeta_2)\frac{w_2^2}{2g}-\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\frac{u_1^2}{2g} \quad \text{.............} (6)$$

или

$$w_2=\frac{\sqrt{w_1^2-u_1^2\left[1-\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right]}}{\sqrt{1+\zeta_2}} \quad \text{-------------} (7)$$

гдѣ ζ_2 надо принимать равнымъ 0,1 — 0,12

Абсолютная скорость v_0, съ которой вода вытекаетъ изъ колеса, получится, какъ діагональ параллелограмма, построеннаго на u_2 и w_2. Если мы задаемся величиной v_0, то, какъ мы видѣли выше, для уменьшенія размѣровъ турбины надо дать v_0 направленіе радіуса; обратно, если мы задаемся себѣ впередъ размѣръ выходного сѣченія, мы должны дать v_0 направленіе радіуса, ибо въ такомъ случаѣ v_0 получитъ наименьшее, возможное при данныхъ условіяхъ, значеніе.

Если мы обозначимъ уголъ последняго элемента лопатки съ внутренней окружностью черезъ γ, то при нормальности вытеканія будемъ иметь:

$$w_2 \cos\gamma = u_2 \text{ . . . . } (8)$$

$$w_2 \sin\gamma = v_0 \text{ . . . . } (9)$$

Найдемъ теперь работу, которую отдаетъ турбине 1 кгр. воды.

Каждый кгр. воды приноситъ къ турбине энергію выраженную такъ: $\frac{v^2}{2g}$. Часть этой энергіи $\zeta_1 \frac{w_2^2}{2g}$ затрачивается на вредныя сопротивленія при протеканіи через колесо, а часть $\frac{v_0^2}{2g}$ уносится въ отводящій каналъ.

Въ результате 1 кгр. отдаетъ работу:

$$L = \frac{v^2}{2g} - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g}$$

Принимая во вниманіе (8) и (9), найдемъ:

$$L = \frac{v^2}{2g} - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g}$$

или, на основаніи ур-ія (4):

$$L = \frac{v^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$$

Разсматривая $\triangle abc$, найдемъ:

$$w_1^2 = v^2 + u_1^2 - 2u_1 v \cos\alpha$$

такъ что

$$L = \frac{u_1 v \cos\alpha}{g} \text{ - - - - - - - - - - - - - - } (10)$$

Туже работу мы можемъ, какъ видели выше, представить въ такомъ виде:

$$L = \eta_1 H \text{ . . . . - - - - - - - - - - - } (11)$$

где η_1 — гидравлич. коэфф. полезнаго действія.

Сравнивая (10) и (11), найдемъ:

$$\eta g H = u_1 v \cos\alpha \text{ . . . . } (12)$$

<u>Примеръ разсчета.</u> $H = 3$ мтр; $Q = 1,5$ куб. м.

Прежде всего надо определить внутренний радіусъ r_2 колеса, т. к. вся вода, которая вытекаетъ изъ турбины, должна вытекать вертикально черезъ круглое отверстіе радіуса r_2. Надо замѣтить, что вода вытекаетъ изъ турбины въ горизонтальномъ направленіи со скоростью v_0, а затѣмъ должна принимать вертикальное направленіе, такъ что мы должны допустить, что скорость v_0 тратится и на образованіе вихревыхъ движеній и на образованіе скорости u_0, съ которою вода течетъ по вертикальному направленію, если мы допускаемъ, что давленіе въ этомъ пространствѣ слѣдуетъ законамъ гидростатики. Въ виду этого скорость u должна быть меньше v_0. Обыкновенно берутъ:

$$u_0 = (1/5 - 1/7)\sqrt{2gH} = (0,2 - 0,143)\sqrt{2gH}$$

Возьмемъ $d_0 = 1,1$ mtr.; тогда получимъ:

$$u_0 = \frac{1,5}{\frac{\pi . 1,1^2}{4}} = \frac{1,5}{0,95} = 1,58 \text{ mtr.};$$

такъ какъ

$$\sqrt{2g.3} = 7,672$$

то $$u_0 = \frac{1,58}{7,67}\sqrt{2gH} = 0,21\sqrt{2gH}$$

Выберемъ теперь діаметръ внѣшней окружности колеса, который будетъ также діаметромъ и внутренней окружности направляющаго аппарата.

Обыкновенно

$$d_1 = \left(\frac{1}{0,6} - \frac{1}{0,8}\right) d_0,$$

причемъ первая цифра относится къ большимъ расходамъ и большимъ или среднимъ напорамъ.

Выберемъ $d_1 = 1,4$ mtr., такъ что:

$$\frac{d_0}{d_1} = \frac{11}{14} = 0,785$$

Теперь подсчитаемъ выходное отверстіе изъ направляющаго аппарата.

По формулѣ (1), принимая $\zeta_1 = 0,125$, найдемъ:

$$v = 0,94\sqrt{2g2} = 7,2 \text{ mtr.}$$

Обозначая высоту направляющаго аппарата че-

… b, число его лопатокъ — черезъ z, толщину … — черезъ σ, число лопатокъ колеса — черезъ z_1, … толщину — черезъ σ_1, найдемъ:

$$\mu b\left(\pi d_1 - \frac{\sigma z}{\sin\alpha} - \frac{\sigma_1 z_1}{\sin\beta}\right) v \sin\alpha = Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (a)$$

… μ — коэффиціентъ сжатія.

… радіальныхъ турбинахъ послѣдніе элементы … лопатокъ не могутъ быть параллельны; по… … при выходѣ изъ направл. аппарата и … турбины будетъ имѣть мѣсто сжатіе. … будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ больше d_1; … венно: $\mu = 0,90 - 0,95$.

… значенія принимаются при большихъ … … , меньшія — при малыхъ.

… $\mu = 0,93$. Число лопатокъ опредѣлимъ, … шагомъ отъ 90 до 120 м/м.

… выборѣ шага можно руководствоваться также … отношеніемъ:

$t \sin\alpha - \sigma$ не д. быть менѣе 35 - 40 м/м

… : $\sigma = \sigma_1 = b$; $z = 42$ и $\alpha = 23°$; тогда:

$$t = \frac{\pi d_1}{42} = \frac{4400}{42} = 105 \text{ м/м}$$

… что $t \sin\alpha - \sigma = 105 \cdot 0,39 - b = 35$ м/м

… выборѣ σ руководствуются слѣдующими … … ическими формулами:

ст. или желѣзн. $\sigma = 0,004 \frac{d_1}{2} + 0,002$

чугун. ——— $\sigma = 0,005 \frac{d_1}{2} + 0,008$

… лопатокъ z не д. быть равно z_1, чтобы … избѣжать попеременныхъ расширеній и сжатій.

Обыкновенно $z_1 = z \pm 1$; выберемъ $z_1 = 41$.

…, что $\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} = \frac{1}{2}$ и что лопатки колеса … до толщины 2 м/м получимъ изъ ур-ія (a):

$0,93 \cdot b\,[4,4 \sin 23° - 42 \cdot 0,006 - 40,001]\, 7,2 = 1,5$

…

$b = 151$; принимаемъ $= 155$ м/м

Отношеніе $\frac{b}{d_1}$ можно дѣлать въ радіальныхъ турбинахъ $\frac{1}{6} - \frac{1}{10}$, т.е. нѣсколько больше, чѣмъ въ осевыхъ.

Зададимся теперь величиной гидравлическаго коэффиц. полезнаго дѣйствія.

Положимъ, что $\eta_1 = 0,80$

Тогда по формулѣ (12) имѣемъ:

$$u_1 = \frac{\eta_1 g H}{v \cdot cs\alpha} = \frac{0,80 \cdot 9,81 \cdot 3}{7,2 \cdot 0,92} = 3,57 \text{ mtr.}$$

Далѣе изъ ур-ія (3) получимъ:

$$tg\beta = \frac{v \sin\alpha}{v cs\alpha - u_1} = \frac{7,2 \cdot 0,39}{7,2 \cdot 0,92 - 3,57} = 0,928$$

откуда

$$\beta = 43^\circ$$

Вычислимъ теперь w_1; по форм. (2) имѣемъ:

$$w_1 = \frac{u_1 \sin\alpha}{\sin(\beta - \alpha)} = \frac{3,57 \cdot 0,29}{0,342} = 4,1 \text{ mtr.}$$

Затѣмъ

$$u_2 = \frac{d_2}{d_1} u_1 = 2,81 \text{ mtr.}$$

$$w_2 = 0,950 \sqrt{(4,1)^2 - (3,57)^2 \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2\right]} = 0,95 \cdot 3,46 = 3,28 \text{ mtr.}$$

$$cs\gamma = \frac{u_2}{w_2} = \frac{2,81}{3,28} = 0,86$$

откуда $\gamma = 30^\circ 30'$

Наконецъ $v_0 = w_2 \sin\gamma = 3,28 \cdot 0,507 = 1,66$ mtr.

Далѣе легко видѣть, что

$$Q = v_0 \left(\pi d_2 - z_1 \frac{\sigma_1}{\sin\gamma}\right) b_1 \mu_1 = w_2 (\pi d_2 \sin\gamma - z_1 \sigma_1) b_1 \mu_1$$

гдѣ μ_1 - коэффиц. сжатія.

Если $\alpha = \gamma$, то μ_1 надо принимать нѣсколько меньше μ. Такъ какъ у насъ $\alpha < \gamma$, то можно принять $\mu = \mu_1 = 0,93$.

Такимъ образомъ имѣемъ:

$$b_1 = \frac{1,5}{3,28 (3,46 \cdot 0,507 - 41 \cdot 0,006) \, 0,93} =$$

$$= \frac{1,5}{3,28 \cdot 1,512 \cdot 0,93} = 328 \text{ m/m.}$$

Очерчиваніе лопатокъ направляющаго аппарата.

Лопатки направляющаго аппарата очерчиваютъ тремя способами:

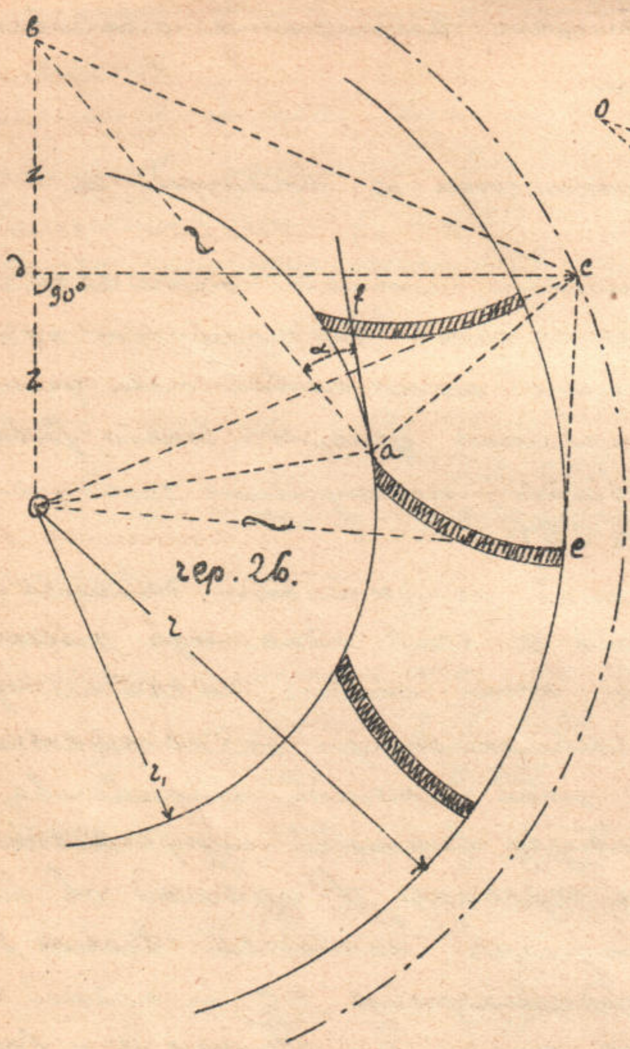
1) Окружностями
2) комбинаціей окружности съ прямой и
3) Прямой

I способъ. Дуга окружности, которой очерчивается лопатка, должна пересѣкать внутреннюю окружность направляющаго аппарата подъ угломъ α, а внѣшнюю подъ прямымъ угломъ. Чтобы удовлетворить этимъ условіямъ, поступимъ слѣдующимъ образомъ. (чер. 26)

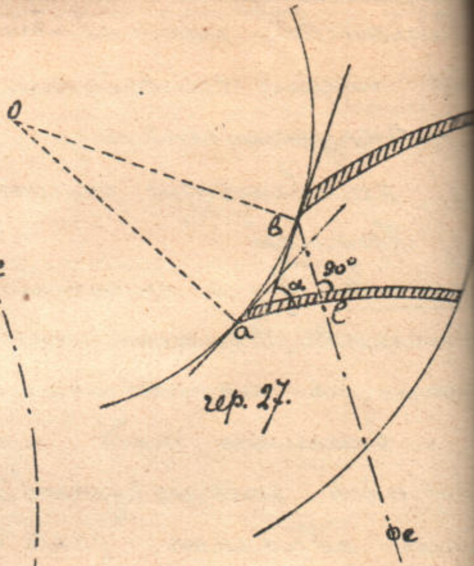
Наносимъ на внутренней окружности дѣленія, равныя шагу. Пусть a есть одна изъ точекъ дѣленія; проведемъ въ этой точкѣ касательную af и прямую ab, наклоненную къ касательной подъ угломъ α. На этой прямой откладываемъ длину $ab = r$, радіусу внѣшней окружности; соединяемъ o съ b, изъ середины d прямой ob возставляемъ перпендикуляръ, который ведемъ до пересѣченія съ перпендикуляромъ ac къ прямой ab, возстановленнымъ изъ точки a. Точка c и будетъ искомый центръ.

II способъ. Чтобы лучше направить воду при выходѣ изъ направляющаго аппарата, конецъ лопатки дѣлаютъ прямолинейнымъ (чер. 27). Для этого наносятъ на внутренней окружности дѣленія, равныя шагу. Пусть a и b двѣ смежныя точки дѣленія. Въ этихъ точкахъ проводятъ касательныя къ окружности и прямыя, наклоненныя къ касательнымъ подъ угломъ α.

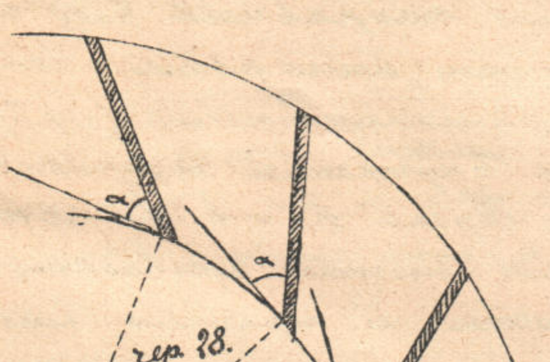
Затѣмъ изъ точки b проводятъ перпендикуляръ къ прямой ac и прямолинейную часть ограничиваютъ точкой e. Чтобы получить остальную часть лопатки, которую очерчиваютъ по ок-



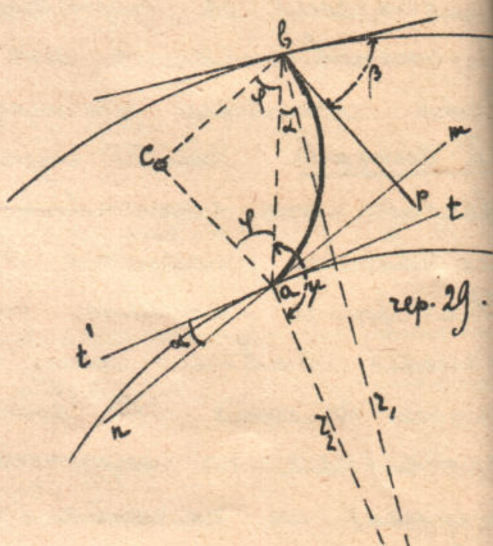
чер. 26.



чер. 27.



чер. 28.



чер. 29.

ужности, долженствующей пересѣкать внѣшнюю подъ прямымъ угломъ, по отношенію къ точкѣ c, дѣлаютъ такое же построеніе, какое въ предыдущемъ случаѣ дѣлалось по отношенію къ точкѣ a.

3 способъ. Если вода втекаетъ въ турбину изъ открытаго ящика, то нѣтъ надобности, чтобы лопатка пересѣкала внѣшнюю окружность направляющаго аппарата подъ прямымъ угломъ. Въ такомъ случаѣ можно очерчивать лопатку по прямой пересѣкающей внутреннюю окружность подъ угломъ α. (чер. 28)

Построеніе колеса. Высота лопатки и выходного отверстія, какъ мы видѣли, получается изъ вычисленій. Что касается высоты b' у выходного отверстія, то её, обыкновенно, дѣлаютъ нѣсколько больше высоты направляющаго аппарата напр.,

$$b' = b + (5-10)\ ^{m}/_{m}$$

Для промежуточныхъ сѣченій поступаютъ также, какъ и въ турбинѣ Жирара.

Для того, чтобы очертить лопатку колеса, произведемъ слѣдующій подсчетъ.

Пусть a (чер. 29) одна изъ точекъ дѣленія на внутренней окружности, b – соотвѣтствующая ей точка на внѣшней окружности и c – центръ изъ котораго нужно очертить лопатку. Разсмотримъ треугольникъ oab

Такъ $\mu = \angle bao = \angle bam + \angle mao = 90-\varphi+90+\alpha = 180-\varphi+\alpha$

Такъ $\theta = \angle cbp - \angle cba - \angle pbo = 90-\varphi-90+\beta = \beta-\varphi$

Тогда изъ $\Delta\, oab$ имѣемъ:

$$\frac{r_2}{\sin\theta} = \frac{r_1}{\sin\mu}$$

или

$$\frac{r_2}{\sin(\beta-\varphi)} = \frac{r_1}{\sin(\varphi-\alpha)}$$

Откуда:

$$r_2\left[\sin\varphi\cos\alpha - \cos\varphi\sin\alpha\right] = r_1\left[\sin\beta\cos\varphi - \cos\beta\sin\varphi\right].$$

или

$$\sin\varphi(r_2\cos\alpha + r_1\cos\beta) = \cos\varphi(r_2\sin\alpha + r_1\sin\beta)\text{, откуда}$$

$$tg\varphi = \frac{r_2\sin\alpha + r_1\sin\beta}{r_2\cos\alpha + r_1\cos\beta}$$

Разъ уголъ φ найденъ, легко найти центръ C. Замѣтимъ, что уголъ φ можно найти и построеніемъ.

Турбину Френсиса ставятъ часто на горизонтальномъ валу (чер. 30) если только она снабжена всасывающей трубой. Такія турбины называются спиральными.

Ходъ подсчета тотъ-же, что и въ случаѣ вертикальнаго вала. Нужно только такъ подсчитать спиральный каналъ, чтобы скорость въ каждомъ его сѣченіи была постоянно равна скорости C, съ которою вода притекаетъ по подводящей трубѣ. Последнее сѣченіе mn можно расчитать на количество воды, соотвѣтствующей дугѣ m'n', которую получимъ, если продолжимъ нижнюю образующую подводящей трубы до встрѣчи съ внѣшней окружностью направляющаго аппарата. Лопатки направляющаго аппарата должны встрѣчать внѣшнюю окружность подъ угломъ, бо́льшимъ прямого, чтобъ не заставлять воду круто мѣнять направленіе. Лопатки выполняются или прямыми (ab) или вогнутыми (cd) или даже выпуклыми (ef)

Лопатки направляющаго аппарата и колеса турбины Френсиса очерчиваютъ иногда слѣдующимъ образомъ. Пусть мы очерчиваемъ лопатки турбины (чер. 32): r_1 - ея внѣшній радіусъ, r_2 - внутренній. Проведемъ еще третью окружность mm радіусомъ = приблизительно:

$$S = r_2 + (0{,}1 - 0{,}2)(r_1 - r_2)$$

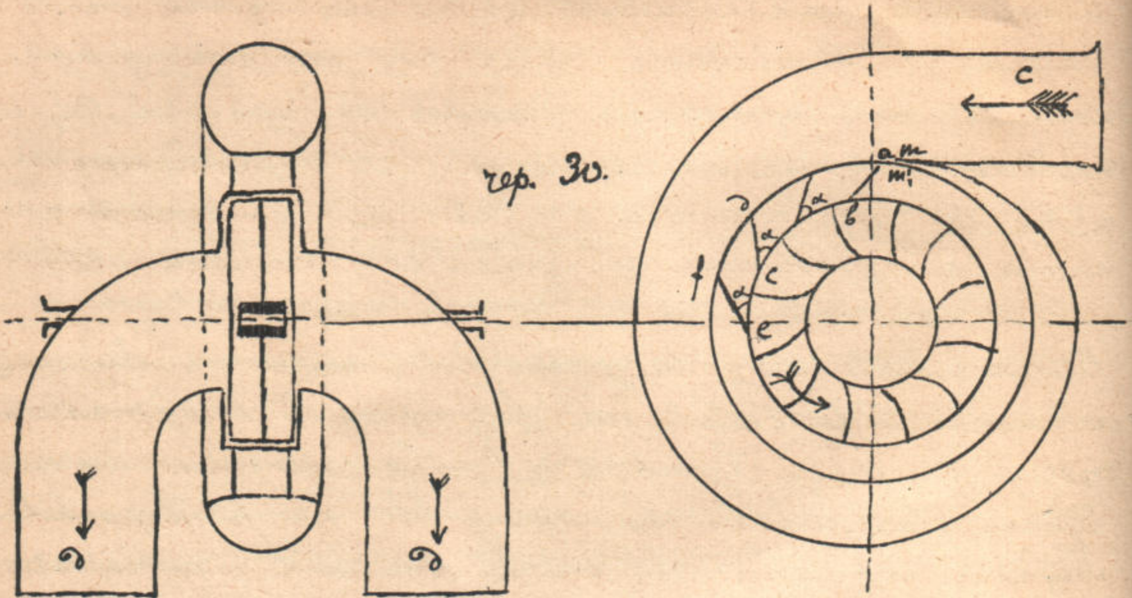
Возьмемъ на этой окружности какую-нибудь

точку с, проведемъ въ этой точкѣ касательную и прямую, наклоненную къ касательной подъ угломъ γ. Проведемъ черезъ ту же точку прямую cc' подъ прямымъ угломъ къ прямой cc, и продолжимъ ее до пересѣченія съ перпендикуляромъ oc' изъ центра o. Если изъ центра o опишемъ окружность радіусомъ oc', то эта окружность соприкоснется съ cc' въ точкѣ c'.
Вычертивши эту окружность, можемъ вычертить лопатки. Нанесемъ на внутренней окружности точки дѣленія. Пусть a и в - двѣ смежныя точки. Будемъ образовывать лопатку вв, по развертывающейся окружности oc' до точки e, которая опредѣлится тѣмъ, что касательная, проведенная изъ нея къ окружности oc', пройдетъ через точку a; отъ этой же точки очертимъ ее по дугѣ вв, окружности. Если мы такимъ же образомъ очертимъ лопатку aa, , то всѣ струйки будутъ пересѣкать прямую ea подъ однимъ и тѣмъ же угломъ, ибо касательныя въ точкѣ e къ лопаткѣ вв, и въ точкѣ a къ лопаткѣ aa, будутъ параллельны прямой cc, . Предполагаютъ, что такимъ образомъ сжатіе совершенно устраняется, но при этомъ лопатки пересѣкаютъ внутреннюю окружность подъ угломъ:

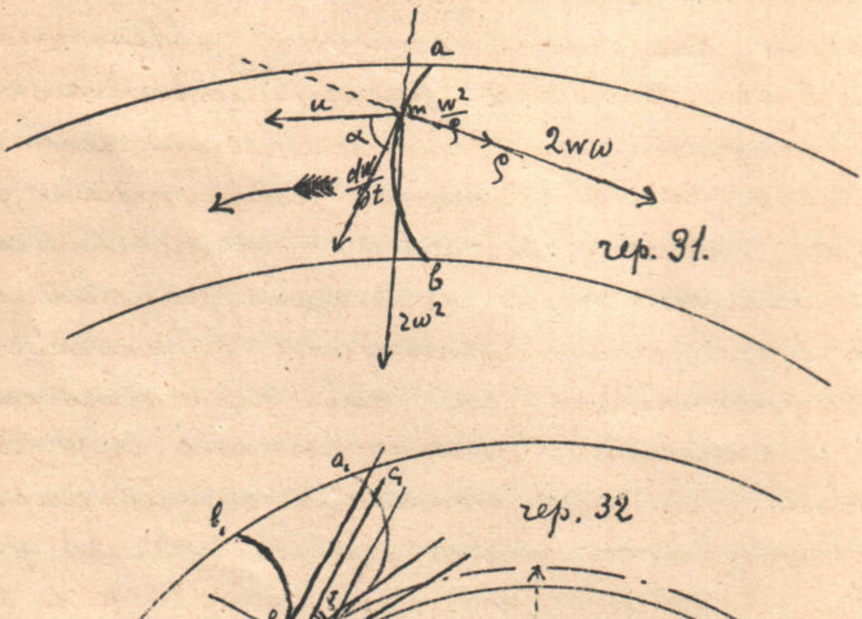
$$\gamma_1 = \gamma + \theta$$

Это является уже недостаткомъ такого способа очерчиванія. Чтобы исправить неточность, слѣдовало бы вести cc, не подъ угломъ γ, а нѣсколько меньшимъ.

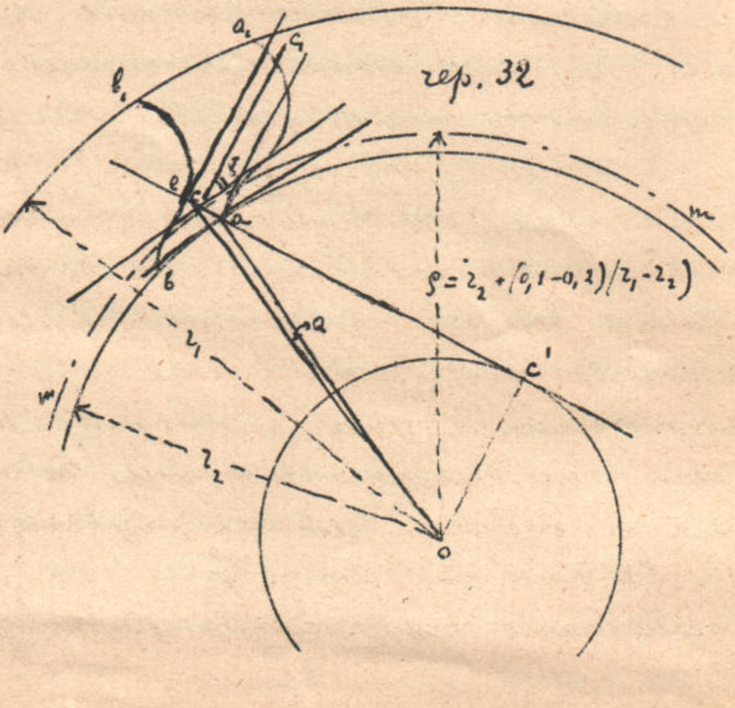
Если не перейдемъ нѣкоторый опредѣленный предѣлъ кривизны выпуклой части, вода отъ нея отставать не будетъ. Для доказательства разсмотримъ движеніе частицъ воды черезъ колесо турбины Френсиса. Пусть ав есть лопатка



rep. 30.



rep. 31.



rep. 32

турбины Френсиса (чер. 31)
Разсмотримъ частицу воды m. На эту частицу дѣйствуетъ реакція лопатки и силы инерціи, соотвѣтствующія:

1) Ускоренію переносного движенія, центростремит. ускоренію $\omega^2 r$, направл. по радіусу къ центру.

2) Ускоренію относит. движенія, которое въ свою очередь слагается изъ двухъ векторовъ:

а) изъ вектора, равнаго по длинѣ $\frac{w^2}{\rho}$, гдѣ ρ — радіусъ кривизны лопатки въ точкѣ m, и направленнаго по нормали въ этой точкѣ, и

б) вектора, равнаго по длинѣ $\frac{dw}{dt}$ и направленнаго по касат. въ точкѣ m въ сторону движенія.

3) Ускоренію поворотному.

По теоремѣ Коріолиса величина поворотнаго ускоренія $= 2\omega w \sin\theta$, гдѣ θ — уголъ между осью вращенія и направленіемъ относительной скорости. Такъ какъ $\theta = 90°$, то величина поворотнаго ускоренія $= 2\omega w$. Перенесемъ ось O параллельно самой себѣ въ точку m; чтобы получить направленіе вектора $2\omega w$, который лежитъ въ плоскости, перпендикулярной къ оси, надо вообразить сначала, что онъ совпадаетъ по направленію съ w, а затѣмъ, чтобы получить истинное его направленіе, надо повернуть его около оси на прямой уголъ въ сторону вращенія (по стрѣлкѣ K). Мы видимъ, что въ данномъ случаѣ поворотное ускореніе направлено по внутренней нормали въ точкѣ m. Силы инерціи, соотвѣтств. этимъ ускореніямъ, будутъ имѣть обратное направленіе.

Если мы обозначимъ уголъ между w и ω черезъ α, то найдемъ, что давленіе частицы m на стѣнку, отнесенное къ единицѣ массы, будетъ:

$$N = 2\omega w + r\omega^2 \cos\alpha + \frac{w^2}{\rho}$$

(Это соотношеніе есть условіе равновѣсія между дѣйствующими силами и силами инерціи).

Чтобы вода не отставала отъ стѣнки, а направлялась ею должнымъ образомъ, необходимо, чтобы N было >0 или въ крайнемъ случаѣ $=0$.
такъ что для этого случая имѣемъ:

$$2\omega W + r\omega^2\cos\alpha + \frac{W^2}{\rho} > 0.$$

откуда

$$\frac{W^2}{\rho} - 2\omega W - r\omega^2\cos\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (\alpha)$$

Очевидно, что при вогнутой лопаткѣ это неравенство всегда удовлетворяется. Но оно можетъ быть удовлетворено и при выпуклой лопаткѣ; въ этомъ послѣднемъ случаѣ $-\frac{W^2}{\rho}$ будетъ направлено въ сторону противоположную, т. ч. будемъ имѣть:

$$2W\omega + r\omega^2\cos\alpha - \frac{W^2}{\rho} > 0$$

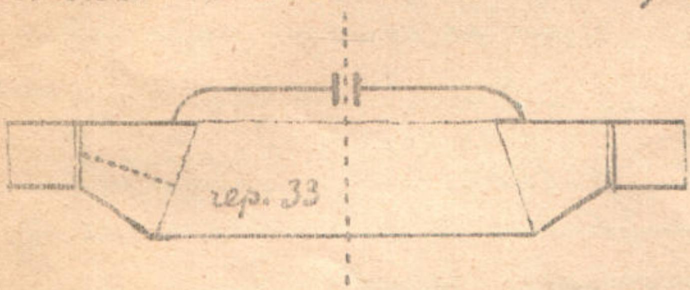
откуда

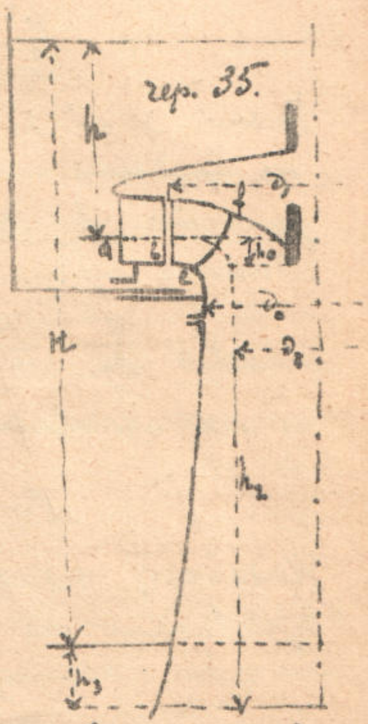
$$\frac{W^2}{\rho} < 2\omega W + r\omega^2\cos\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (в)$$

Неравенства (а) и (в) показываютъ намъ между прочимъ, что лопатки колеса турбины Френсиса могутъ быть очерчены просто прямыми линіями ($\rho=\infty$); тогда ихъ строятъ даже такъ, что вода течетъ по выпуклой сторонѣ.

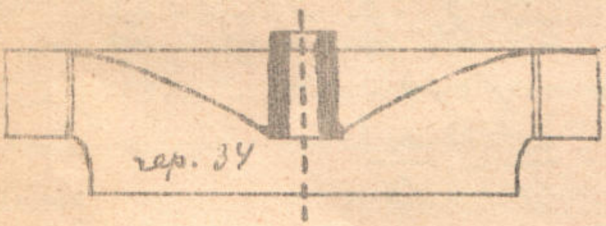
Относительно турбины Френсиса можно сказать, что она должна плохо регулироваться, то есть, иными словами, при закрываніи нѣсколькихъ лопатокъ направляющаго аппарата, коэффиц. полезнаго дѣйствія значительно понижается.

Турбина Френсиса можетъ быть также съ большимъ удобствомъ помѣщена во всасыв. трубѣ. Лопатки колеса получаются всегда довольно крѣпкими и мало искривленными, такъ что вредныя потери въ колесѣ вслѣдствіе этого въ среднемъ будутъ меньше, чѣмъ въ другихъ турбинахъ. Кромѣ этого она, какъ и всякая другая радіальная турбина, можетъ быть сдѣлана съ значительной высотой лопатки, что не должно вести къ пониженію полезнаго дѣйствія, а между тѣмъ въ случаѣ значительнаго расхода можетъ повести къ значит. уменьшенію стоимости. Самымъ же существеннымъ недостаткомъ является то обстоятельство, что скорость вытеканія можетъ быть доведена до желаемой малой величины только непомѣрнымъ увеличеніемъ ея размѣровъ. Чтобы избѣжать этого недостатка, заставляютъ воду передъ выходомъ изъ колеса нѣсколько отклоняться отъ горизонт. направленія


чер. 33



чер. 35.


чер. 34

какъ на чер. 33 и 34. Послѣдняя турбина представляетъ уже переходную стадію къ турбинамъ смѣшаннымъ. Такія турбины получили большое распространеніе и строятся какъ турбины реактивныя.

Предположимъ, что турбина стоитъ во всасывающей трубѣ (чер. 35). Придерживаясь прежнихъ обозначеній, можемъ написать три ур-ія:

$$\frac{p_0}{\Delta}+h=\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)+\frac{p}{\Delta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

$$v \cos\alpha = u_1 \quad \text{.......................} (2)$$

$$v \sin\alpha = w_1 \quad \text{.......................} (3)$$

(мы предполагаемъ, что $\beta = 90°$); далѣе:

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} + h_0 - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{p_1}{\Delta} - \frac{u_2^2}{2g} \quad \text{..........} (4)$$

$$w_2 \cos\gamma = u_2 \quad \text{.......................} (5)$$

$$w_2 \sin\gamma = w_0 \quad \text{.......................} (6)$$

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad \text{.......................} (7)$$

Найдемъ затѣмъ работу 1 клгр. воды.
Каждый клгр. приноситъ къ колесу энергію

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} + h_0 - \frac{p_1}{\Delta}$$

Часть этой энергіи, равная $\zeta_2 \frac{w_2^2}{2g}$, затрачивается на вредныя сопротивленія въ колесѣ и часть $\frac{v_0^2}{2g}$ уносится во всасывающую трубу.
Такимъ образомъ работа 1 клгр. будетъ:

$$L = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} + h_0 - \frac{p_1}{\Delta} - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g}$$

и на основаніи ур-ія (4):

$$L = \frac{v^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$$

Наконецъ, пользуясь ур-ями (2) и (3) мы легко приведемъ полученное ур-іе къ формѣ:

$$L = \frac{u_1 \, v \cos\alpha}{g}$$

такъ что

$$\eta_1 H g = u_1 v \cos\alpha \quad \text{.......................} (8)$$

Примѣняя далѣе ур-іе Бернулли для теченія отъ C до выходного отверстія изъ всасывающей трубы, получимъ:

$$\frac{p_1}{\Delta} + h_2 + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3) + \frac{p_3}{\Delta} = \frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3) + \frac{p_0}{\Delta} + h_3$$

Обыкновенно трубу расширяютъ такъ, чтобы

$$\frac{v_0^2}{2g} = \frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3)$$

такъ что $$\frac{p_1}{\Delta} = \frac{p_0}{\Delta} + h_3 - h_2 \quad \text{-------------} (9)$$

Подставляемъ это выраженіе въ ур-іе (4):

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p}{\Delta} + h_0 - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{p_0}{\Delta} + h_3 - h_2 - \frac{u_2^2}{2g}$$

и сложимъ полученное ур-іе съ ур-іемъ (1); тогда:

$$h + \frac{w_1^2}{2g} + h_0 - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + h_3 - h_2 + \frac{u_2^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)$$

или

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + (h + h_0 + h_2 - h_3) = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)$$

или

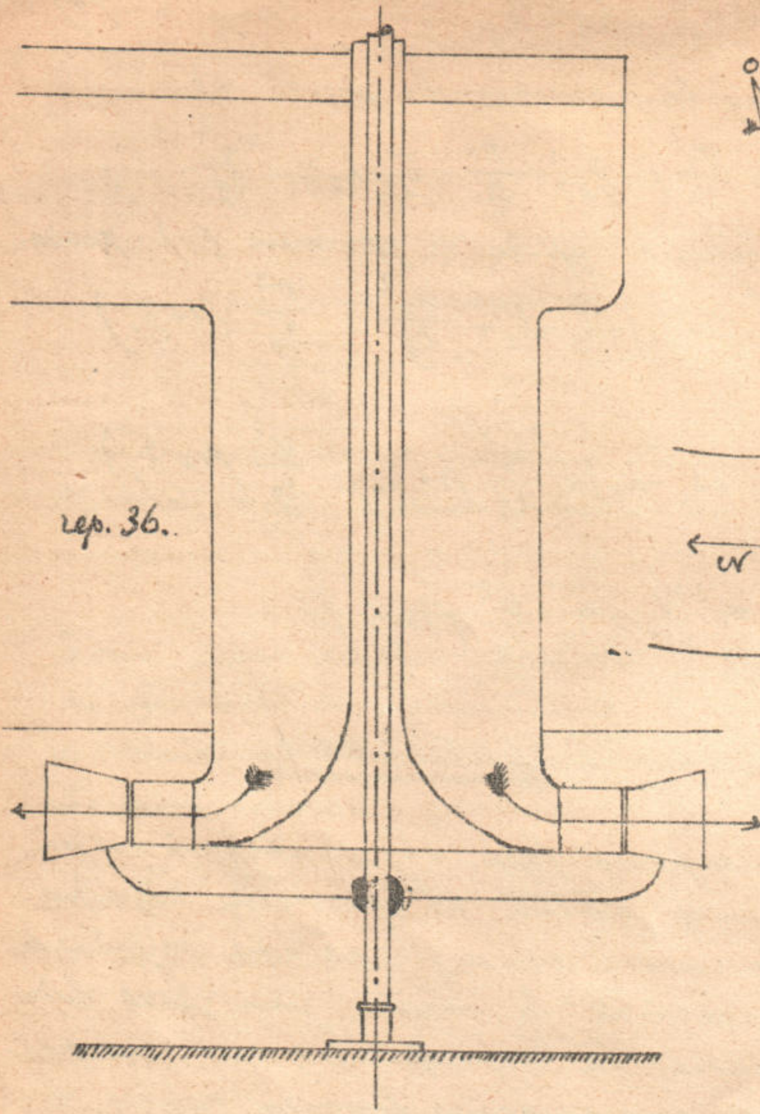
$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + H = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)$$

Турбина Фурнейрана.

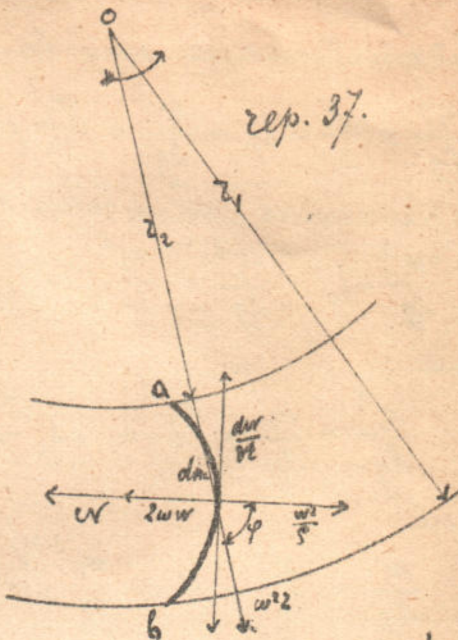
Турбина Фурнейрана (чер. 36) замѣчательна тѣмъ, что является первой по времени изобрѣтенія (1827 г.). Внѣшнее отличіе ея отъ турбины Френсиса заключается въ томъ, что здѣсь вода течетъ отъ центра къ периферіи, т. е. направляющій аппаратъ помѣщается внутри колеса в. Турбина Фурнейрана обладаетъ тѣмъ важнымъ недостаткомъ, что лопатки ея колеса получаются всегда очень длинными и очень кривыми, вслѣдствіе чего въ колесѣ получаются значительныя сопротивленія отъ тренія и закругленія.

Разсмотримъ движеніе частицы воды по лопаткѣ колеса. Пусть ав (чер. 37) есть лопатка колеса и О - его ось. На частицу dm будутъ дѣйствовать слѣдующія силы, отнесенныя къ единицѣ массы:

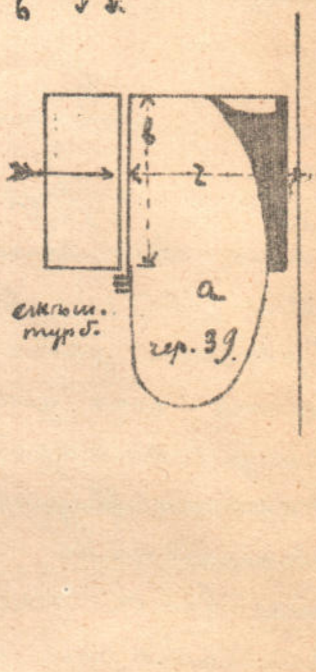
1) Реакція N, направленная по внутр. нормали
2) Сила инерціи, соотвѣтствующая центро-



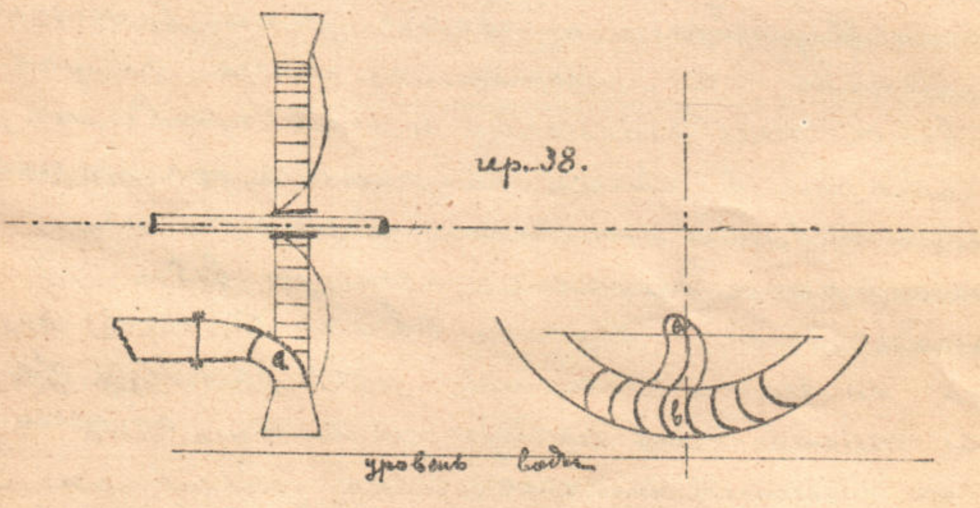
чер. 36.



чер. 37.



чер. 39.



чер. 38.

бѣжному ускоренію, равная $\omega^2 r$ и направленная отъ центра.

3) Сила инерціи соотвѣтствующая ускоренію переносного движенія; это послѣднее можно представить двумя векторами: $\frac{dw}{dt}$ - по касательной и $\frac{w^2}{\rho}$ - по нормали, гдѣ ρ - радіусъ кривизны лопатки въ данной точкѣ.

4) Сила инерціи соотвѣтствующая поворотному ускоренію, равная $2w\omega$, причемъ эта послѣдняя будетъ направлена по внутренней нормали. Проэктируя всѣ силы на нормаль, мы должны получить въ суммѣ нуль, такъ что

$$N + 2\omega w - \frac{w^2}{\rho} - \omega^2 r \cos\varphi = 0$$

откуда $N = \frac{w^2}{\rho} - 2\omega w + \omega^2 r \cos\varphi$.

Такъ какъ N не можетъ быть менѣе 0, то:

$$\frac{w^2}{\rho} > 2\omega w - \omega^2 r \cos\varphi$$

Отсюда видно, что кривизна лопатки колеса турбины Фурнейрона будетъ всегда значительной кривизны лопатки колеса турбины Френсиса; а если это такъ, то при той же разности радіусовъ $r_1 - r_2$ лопатка первой должна быть длиннѣе. Но зато въ данномъ случаѣ скорость истеченія изъ турбины можетъ быть доведена до меньшаго значенія, что составляетъ преимущество турбины Фурнейрона передъ турбиной Френсиса.

Теоретически мыслимо турбину Фурнейрона помѣщать во всасывающей трубѣ, на практикѣ это осуществляется трудно, ибо труба должна была бы получить очень большой діаметръ, чтобы охватить турбину. Надо обратить вниманіе еще на то, что турбина Фурнейрона потребуетъ нѣсколько больше мѣста для установки, чѣмъ турбина Френсиса, ибо радіальный размѣръ колеса всегда больше

того же размѣра направл. аппарата.
Въ результатѣ же все-таки трудно рѣшить, которой изъ этихъ двухъ турбинъ слѣдуетъ отдать предпочтеніе. Однако надо замѣтить, что въ послѣднее время турбина Фурнейрона строится очень рѣдко.

Турбины Жирара на горизонтальномъ валу.

Эта турбина (чер. 38) строится въ случаѣ малаго расхода и большого напора, такъ какъ она работаетъ единовременно только незначительной частью ($\frac{1}{8}-\frac{1}{12}$) своихъ лопатокъ. Если бы въ такомъ случаѣ мы устроили полную турбину, то она получилась бы очень малаго діаметра, такъ что при данномъ значеніи скорости u_1 (скор. на внутр. окружности колеса) число оборотовъ получилось бы очень значительно и передача къ фабричному валу получилась бы по необходимости очень тяжелой. Направляющій аппаратъ а содержитъ всего нѣсколько лопатокъ и представляетъ изъ себя конецъ, проводящій воду въ трубу.
Турбина эта ставится обыкновенно надъ водой и потому строится по типу турбины Жирара.

Турбины смѣшанныя

Представляютъ то удобство, что соединяютъ въ себѣ свойства всѣхъ другихъ турбинъ, поэтому могутъ быть построены по какому угодно типу; съ большимъ удобствомъ могутъ быть расположены во всасывающей трубѣ.
Мы видѣли выше, что въ радіальныхъ турбинахъ ширина лопатки можетъ быть сдѣлана относительно значительнѣе, чѣмъ въ

турбинахъ осевыхъ. Американскіе инженеры широко пользуются этимъ свойствомъ и дѣлаютъ часто ширину лопатокъ в равной радіусу r (чер. 39), причемъ лопатка колеса принимаетъ совершенно своеобразный видъ.
Чтобы обезпечить въ такомъ случаѣ нормальное вытеканіе по всей ширинѣ лопатки, приходится придавать лопаткѣ очень сложную форму. Такъ какъ ширина ея внизу получается даже нѣсколько меньше, чѣмъ при входѣ, то такія турбины приходится выполнять „реактивными", чтобы получить ускоренное движеніе въ колесѣ и большую относительную скорость на последнемъ элементѣ.

Если лопатка выполнена тщательно съ соблюденіемъ всѣхъ условій наивыгоднѣйшаго дѣйствія, то такого рода турбины при маломъ діаметрѣ могутъ перерабатывать съ довольно высокимъ коэффиц. полезнаго дѣйствія большія количества воды.
Теорія смѣшанныхъ турбинъ отличается отъ теоріи турбинъ Френсиса только тѣмъ, что при составленіи ур-ія Бернулли для теченія черезъ колесо, надо принять во вниманіе работу силы тяжести.

Слѣдуетъ упомянуть еще о турбинѣ „конической". Эта турбина представляетъ изъ себя нѣчто среднее между турбиной Жонваля и Френсиса.
Преимущество ея заключается въ томъ, что эта занимаетъ мало мѣста

Регулированіе турбинъ.

Различные способы регулированія.

1) Регулированіе щитами въ приводящемъ каналѣ, дроссельнымъ клапаномъ (чер. 40) въ приводящей или всасывающей трубѣ, щитомъ, закрывающимъ выходное отверстіе всасывающей трубы и т. д.

чер. 40

Этотъ способъ регулированія въ высшей степени неэкономиченъ. Пусть къ турбинѣ, вслѣдствіе того, что щитъ частью закрылъ пропускающее отверстіе, притекаетъ вмѣсто нормальнаго количества воды Q меньшее количество fQ, гдѣ $f<1$. Введенное щитомъ сопротивленіе уменьшаетъ полезный напоръ и это уменьшеніе должно быть таково, чтобы вода вытекала изъ выходного отверстія направл. аппарата со скоростью fv, гдѣ v - скорость при открытомъ щитѣ. Каждый кг. воды при нормальныхъ условіяхъ приноситъ къ турбинѣ энергію $\frac{v^2}{2g}$, а при закрытомъ щитѣ $\frac{f^2v^2}{2g}$ т. е. въ $\frac{1}{f^2}$ разъ меньше; въ такомъ же отношеніи понижается и коэффиц. полезнаго дѣйствія.

Положимъ, что $f=3/4$; тогда полезное дѣйствіе уменьшается въ $\frac{1}{9/16} = 16/9$ разъ.

Отсюда видно, что такой способъ регулированія крайне невыгоденъ.

2) Регулированіе щитами, закрывающими сразу часть всѣхъ входныхъ отверстій направляющаго аппарата или выходныхъ отверстій изъ турбины.

Столь же неэкономичный способъ.

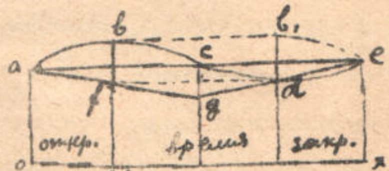
3) Регулированіе щитомъ, входящимъ въ зазоръ между направл. аппаратомъ и турбиной.

4) Регулированіе вращающимися лопатками направляющаго аппарата.

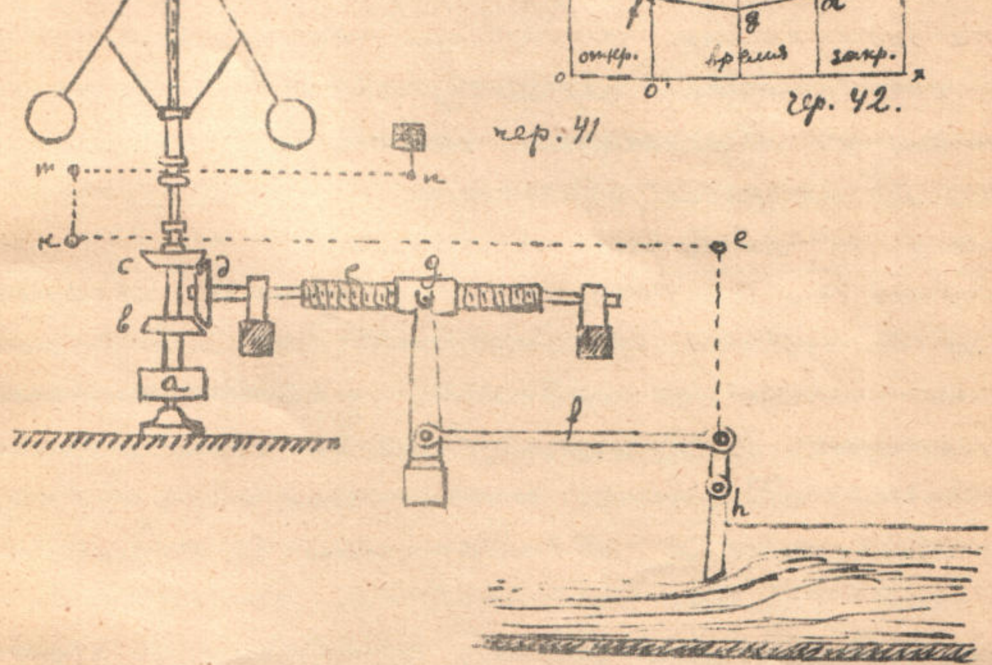
5) Регулированіе закрываніемъ нѣсколькихъ каналовъ направляющаго аппарата.

6) Автоматическое регулированіе.

Для этого пользуются центробѣжными регуляторами. Такъ какъ для передвиженія регулирующихъ органовъ энергія регулятора не можетъ быть достаточна, то ихъ роль ограничивается или сцѣпленіемъ передачи къ регулирующему прибору съ главнымъ валомъ турбины, или приведеніемъ въ дѣйствіе вспомогательнаго двигателя, который уже и передвигаетъ регулирующій приборъ



чер. 42.



чер: 41

Вспомогательнымъ приборомъ или серво-моторомъ обыкновенно служитъ небольшая водостолбовая машина. Эти машины имѣютъ устройство, аналогичное устройству паровой машины, но только въ нихъ вмѣсто пара работаетъ вода подъ давленіемъ. Такими сервомоторами выгодно пользоваться при регулированіи турбинъ, ибо вода подъ давленіемъ всегда на-лицо.

Роль регулятора заключается при этомъ въ перестановкѣ распредѣлительнаго прибора; при этомъ поршень перемѣщается въ надлежащую сторону и передвигаетъ регулирующій органъ.

На чер. 41 изображенъ простой регулирующій приборъ. На оси регулятора насаженъ крѣпко шкивъ a, черезъ посредство котораго регуляторъ получаетъ вращеніе отъ главнаго вала турбины. Муфта ч, связанная съ муфтой р, имѣетъ два коническихъ колеса в и с, которыя входятъ въ зацѣпленіе съ коническимъ колесомъ d - первое, когда скорость возрастаетъ выше нормальной и муфта поднимается вверхъ, - второе, когда имѣетъ мѣсто обратное.

На валу колеса d сдѣлана винтовая нарѣзка e, по которой перемѣщается поступательно гайка g. Перемѣщеніе гайки при помощи системы рычаговъ передается щиту h, помѣщенному въ подводящемъ каналѣ.

Пусть по оси абсциссъ (чер. 42) мы откладываемъ въ извѣстномъ масштабѣ промежутки времени и на оси ординатъ - угловыя скорости регулятора. Допустимъ, что oa есть нормальная скорость. Положимъ теперь, что скорость турбины возрастаетъ. Одновременно съ этимъ возрастаетъ угловая скорость оси регулятора, муфта поднимается вверхъ, приведетъ въ зацѣпленіе колеса в и d и щитъ h начнетъ опускаться.

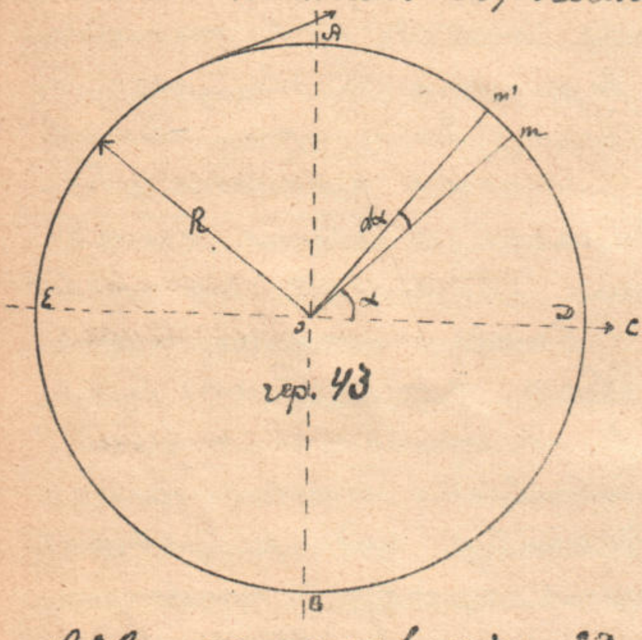
Вслѣдствіе опусканія щита и уменьшенія работы наступитъ равновѣсіе и скорость перестанетъ возрастать, достигнувъ, положимъ, величины O'в. Допустимъ, что щитъ за это время опускался равномѣрно и опустился до точки f. На этомъ регуляторъ и долженъ остановиться. Правда скорость стала выше нор-

мальной, но если знаемъ, что соответственнымъ устройствомъ самого регулятора мы можемъ достигнуть того, что эта скорость будетъ мало отличаться отъ нормальной. Но не то будетъ имѣть мѣсто въ данномъ случаѣ. Пока скорость не достигла нормальной величины, колеса в и d будутъ въ зацѣпленіи, поэтому щитъ будетъ закрываться дальше, пока скорость не станетъ нормальной. Это положеніе можно характеризовать точкой С. Если мы допустимъ, что время убыванія скорости отъ в до С равно времени ея возрастанія отъ а до в, то найдемъ, что щитъ опустится до д, т.е. въ два раза болѣе, чѣмъ нужно. Теперь будетъ преобладать работа сопротивленія, скорость начнетъ убывать и регуляторъ сдѣлаетъ колебаніе внизъ; этотъ періодъ изображенъ графически на правой половинѣ діаграммы. Вслѣдъ за этимъ опять произойдетъ колебаніе вверхъ и т.д. Стало быть такого рода устройство не только не полезно, но даже вредно, ибо способствуетъ постоянному колебанію скорости. Поэтому надо расцѣпить колеса в и С, т.е. вернуть муфту ч приблизительно въ среднее положеніе, когда скорость достигаетъ величины о'в. Для этой цѣли послужитъ система рычаговъ, изображенныхъ на чертежѣ пунктиромъ (муфты ч и р разъединены).
Ясно, что, когда щитъ опускается, онъ увлекаетъ за собою внизъ и муфту регулятора.
При такомъ устройствѣ, послѣ наступленія равновѣсія, кривыя скорости и опусканія щита обратятся въ прямыя вв' и fd // ox (эти прямыя изображены на чертежѣ пунктиромъ). Если работа сопротивленія увеличится затѣмъ до нормальной величины, то щитъ приметъ нормальное положеніе.

Разсчетъ частей турбины.

Ободъ.

Толщина обода зависитъ отъ матеріала лопатокъ. При желѣзныхъ лопаткахъ, плохо связанныхъ съ ободомъ, толщина его должна быть больше, чѣмъ при чугунныхъ, отлитыхъ съ ободьями въ одномъ цѣломъ. Обыкновенно толщину обода не дѣлаютъ меньше 20 $\frac{m}{m}$. Во всякомъ случаѣ слѣдуетъ провѣрить толщину обода на центробѣжную силу. Для этого поступаютъ такимъ образомъ: Пусть окружность ADBE (чер. 43), гдѣ мы будемъ предполагать сосредоточенной всю массу обода, есть окружность центр. тяж. обода.



чер. 43

Будемъ искать равнодѣйствующую C всѣхъ центробѣжныхъ силъ, дѣйствующихъ на половину обода ADB, по направленію $ED \perp AB$.

Обозначивъ площадь сѣченія обода черезъ F, вѣсъ единицы его объема черезъ γ, радіусъ - черезъ R и скорость по окружности ADBE черезъ u, найдемъ центробѣжную силу, соотвѣтствующую элементу обода dl; имѣемъ:

$$dp = \frac{F\gamma}{g} dl \frac{u^2}{R}$$

Проложеніе этой силы на направленіе ED есть:

$$dC = dp \cdot \operatorname{Cos}\alpha = \frac{F\gamma}{g} dl \frac{u^2}{R} \operatorname{Cos}\alpha$$

Легко видѣть, что $dl = R\,d\alpha$, такъ что:

$$dc = \frac{F\gamma}{g} u^2 \cos\alpha \, d\alpha$$

Отсюда по интеграціи для обоихъ квадрантовъ АД и ДВ, имѣемъ:

$$c = 2 \frac{F\gamma}{g} u^2 \int_0^{90} \cos\alpha \, d\alpha = 2 \frac{F\gamma}{g} u^2 \quad \ldots$$

Если обозначимъ допускаемое напряженіе на единицу площади черезъ S, то найдемъ:

$$2F \cdot S = C = 2 \frac{F\gamma}{g} u^2$$

откуда

$$S = \frac{u^2 \gamma}{g}.$$

Спицы.

Спицы турбины должны быть разсчитаны на слѣдующія силы.

1) Окружное усиліе K, моментъ котораго M въ каждомъ частномъ случаѣ можно высчитать по работѣ турбины.

Если обозначимъ черезъ η_1 - гидравлич. коэффиц. полезнаго дѣйствія, то найдемъ:

$$K = 1000 . \frac{\eta_1 H . Q}{u},$$

гдѣ всѣ величины должны быть выражены въ метрахъ и моментъ

$$M = \frac{1000 . \eta_1 . Q . H}{\omega} = \frac{30 . 1000 . \eta_1 . Q . H}{\pi . n}$$

гдѣ n - число оборотовъ

2) Вѣсъ колеса G - можетъ быть вычисленъ по чертежу.

Можно считать, что этотъ вѣсъ сосредоточенъ на окружности, проходящей черезъ центръ тяжести вертикальнаго сѣченія вѣнца.

3) Центробѣжная сила вѣнца C. Если скорость по окружности, соотвѣтствующей центру

тяжести вертикальнаго сѣченія обода есть v, — то

$$C = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$$

гдѣ R — радіусъ этой окружности

4) Вѣсъ воды $\mathcal{P}$, находящейся въ колесѣ. Этотъ вѣсъ можно вычислить на основаніи слѣдующихъ простыхъ соображеній.

Допустимъ, что вода протекаетъ по лопаткѣ колеса съ постоянной скоростью.

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2}$$

Если длина средней линіи лопатки есть l, то время, въ теченіе котораго частица воды находится въ колесѣ, будетъ:

$$t = \frac{l}{W}$$

Если въ секунду протекаетъ вѣсъ воды $Q\Delta$, то очевидно вѣсъ воды, находящейся въ колесѣ, есть:

$$\mathcal{P} = Q.\Delta.t.$$

Точкой приложенія этой силы надо считать центръ тяжести вертикальной проэкціи лопатки!

5) Въ осевыхъ турбинахъ надо принимать во вниманіе еще реакцію воды по вертикальному направленію. Эта реакція можетъ быть вычислена по общему правилу: масса воды, протекающая въ единицу времени на измѣненіе скорости по вертикальному направленію.

Всѣ эти силы даютъ моментъ либо въ вертикальной плоскости, либо въ горизонтальной. Иногда можно считать, что центробѣжная сила просто растягиваетъ спицы.

Пусть моментъ въ вертикальной плоскости — m_1, а въ горизонтальной — m_2

Если число спицъ — i (4, 6, 8), то на каждую спицу будемъ имѣть:

$$m_1' = \frac{m_1}{i} \quad и \quad m_2' = \frac{m_2}{i}$$

Напряженіе отъ перваго момента въ волокнѣ, находящемся на разстояніи y отъ нейтральной оси:

$$\sigma_1 = \frac{m_1}{i} \frac{y}{J_1}$$

гдѣ J_1 — моментъ инерціи относительно горизонтальной оси, проходящей черезъ центръ тяжести сѣченія спицъ.

Напряженіе отъ второго момента въ волокнѣ, находящемся на разстояніи z отъ нейтральной оси:

$$\sigma_2 = \frac{m_2}{i} \cdot \frac{z}{J_2}$$

гдѣ J_2 — моментъ инерціи сѣченія спицы относительно вертикальной оси, проходящей черезъ центръ тяжести сѣченія.

Полное напряженіе волоконъ равно:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$$

Если мы найдемъ, предварительно вычертивъ на глазъ сѣченіе спицъ, что наибольшее напряженіе не превосходитъ допускаемаго, то выборъ сѣченія спицы можетъ считаться удачнымъ.

Спицы дѣлаютъ, обыкновенно, тавровыми или эллиптическими, рѣже — двутавровыми.

Часто вмѣсто спицъ дѣлаютъ сплошной дискъ. Точный подсчетъ крѣпости диска невозможенъ, поэтому можно довольствоваться приближеніемъ, считая дискъ защемленной во втулкѣ балкой съ прямоугольнымъ сѣченіемъ, ширина котораго $= 2\pi r$, гдѣ r — внѣшній радіусъ втулки, а высота $= s$ — толщинѣ диска, которая дѣлается немного толще обводъ.

Силы, дающія моментъ въ вертикальной плоскости, ломаютъ дискъ, а силы, лежащія въ горизонтальной плоскости и касательныя къ окружностямъ, имѣющимъ центръ на оси вала, срѣзываютъ его.

Напряженіе отъ сгибанія будетъ:

$$\sigma = \frac{m_1}{W}$$

гдѣ

$$W = \frac{2\pi r s^2}{6}$$

Если обозначимъ черезъ p — сумму горизонтальныхъ силъ, приведенныхъ къ окружности радіуса r, то найдемъ, что напряженіе отъ скалыванія будетъ:

$$K = \frac{p}{2\pi r s}$$

Удлиненіе крайняго волокна при сгибаніи будетъ:

$$\delta = \frac{\sigma}{E}$$

Уголъ скашиванія того же волокна:

$$\vartheta = \frac{K}{G}$$

По формулѣ С.-Венана наибольшее удлиненіе отъ совокупности этихъ силъ будетъ:

$$\Delta = \frac{3}{8}\frac{\sigma}{E} + \sqrt{\left(\frac{5}{8}\frac{\sigma}{E}\right)^2 + \left(\frac{K}{2G}\right)^2}$$

такъ что дѣйствительное напряженіе этого волокна будетъ:

$$\tau = \Delta . E.$$

Если τ не превосходитъ допускаемаго напряженія на растяженіе чугуна, можно считать намѣченную толщину диска достаточной.

Втулка.

Толщина втулки можетъ быть сдѣлана $= \frac{d}{2}$, гдѣ d - діаметръ вала, если валъ стальной и діаметръ эквивалентнаго стального желѣз-

наго вала, если валъ полый чугунный.
Длина втулки дѣлается, обыкновенно, = высотѣ турбиннаго колеса

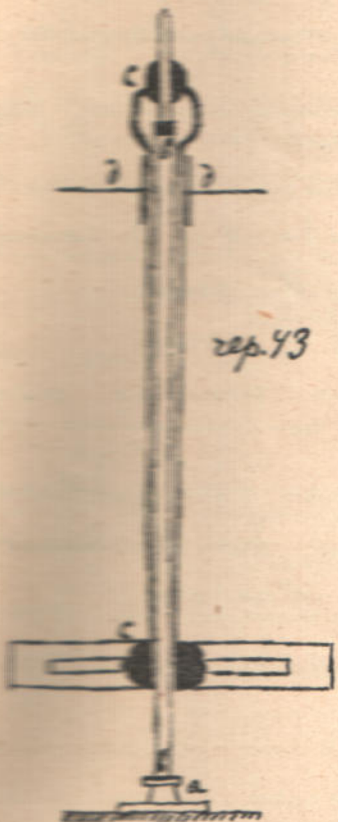
Размѣры шпонки:

$$\left.\begin{array}{l}\text{ширина} = d/4 \\ \text{высота} = d/6\end{array}\right\} d = \text{діам. сплошного вала.}$$

Подъ втулкой валъ утолщается на высоту шпонки.

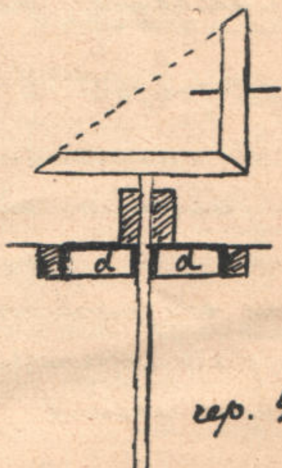
Валъ.

Валъ турбины бываетъ, либо полый чугунный, либо сплошной, обыкновенно, желѣзный или стальной. Въ первомъ случаѣ пята устраивается на конусѣ стояка вв (чер. 43), который укрѣпляется вертикально въ башмакѣ а, установленномъ на днѣ отводящаго канала; во второмъ случаѣ пята



чер. 43

чер. 45



чер. 44.

можетъ быть кольцевая (черт. 44), гребенчатая или сплошная (черт. 45) обыкновенно, деревянная, т.к. ее приходится помѣщать подъ водой.
Въ первыхъ двухъ случаяхъ валъ слѣдуетъ разсчитывать на крученіе моментомъ окружного усилія и на растяженіе силами, дѣйствующими вдоль оси.
Удобнѣе всего назначить сначала размѣры вала и потомъ произвести повѣрочный разсчетъ. Для руководства въ назначеніи предварительныхъ размѣровъ можно пользоваться слѣдующими формулами:

валъ полый чугунный $-D$ (внѣшн. діам.) $= 20\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ сант.
гдѣ N - число лош. силъ, n - число оборотовъ.
D_0 (внутр. діам.) $= 0{,}6\,D$ сант.
валъ желѣзный .... $D = 15\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ сант.
валъ стальной .... $D = 12\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ сант.

(Эти формулы предполагаютъ только одно крученіе)
Разъ предварительные размѣры установлены, слѣдуетъ произвести повѣрку на сложное сопротивленіе по формулѣ С.-Венана:

$$\Delta_{max.}\ (\text{на раст.}) = \frac{3}{8}\delta + \sqrt{\left(\frac{5}{8}\delta\right)^2 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}$$

гдѣ δ - наибольшее относительное растяженіе при дѣйствіи одной растягивающей силы и g - наибольшій уголъ скашиванія отъ крученія.
Если обозначимъ черезъ r - радіусъ сплошного вала, черезъ M - крутящій моментъ и черезъ P - растягивающее усиліе, то найдемъ:

$$\delta = \frac{P}{E\pi r^2}$$

Наибольшій уголъ сдвига (на поверхн.) будетъ:

$$g = \frac{1}{G} \cdot \frac{Mr}{J}$$

гдѣ J - полярный моментъ инерцiи $= \frac{\pi r^4}{2}$

Считая $G = \frac{2}{5}E$

найдемъ:

$$g = \frac{5M}{E\pi r^3}$$

или по формулѣ С-Венана:

$$\Delta_{max} = \frac{1}{E.\pi r^2}\left\{\frac{3}{8}P + \frac{5}{8}\sqrt{P + \left(\frac{4M}{r}\right)^2}\right\}$$

Слѣдовательно, наибольшее напряженiе будетъ:

$$\tau = \Delta . E = \frac{1}{\pi r^2}\left\{\frac{3}{8}P + \frac{5}{8}\sqrt{P + \left(\frac{4M}{r}\right)^2}\right\}$$

Если валъ пустотѣлый, то его полярный моментъ инерцiи будетъ:

$$J = \frac{\pi(r^4 - r_0^4)}{2}$$

и площадь его сѣченiя

$$F = \pi(r^2 - r_0^2)$$

Такъ что

$$\delta = \frac{P}{E\pi(r^2 - r_0^2)} \quad \text{и} \quad g = \frac{1}{G}\cdot\frac{2Mr}{\pi(r^4 - r_0^4)}$$

Затѣмъ по формулѣ С.-Венана легко найти $\Delta_{max.}$ и соотвѣтствующее напряженiе τ, которое не должно превосходить допускаемаго.

Стѣржень, на который опирается полый чугунный валъ, долженъ быть разсчитанъ по формулѣ Эйлера.

Верхнiй конецъ не можетъ далеко уклониться отъ оси, т.к. этому препятствуетъ полый валъ, нижнiй конецъ нельзя считать ущемленнымъ, ибо достаточно самаго малаго зазора, чтобы получить тотъ случай изгибанiя, который изображенъ на чертежѣ.

Для даннаго случая формула Эйлера имѣетъ видъ:

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{l^2}$$

гдѣ P - вертикальн. сила (вѣсъ турбины, воды въ ней, реакція по вертикальному направленію, вѣсъ вала, зубчатаго колеса и т. п.).

Обыкновенно, въ данномъ случаѣ расчетъ ведется на силу:

$$P_1 = 16 P.$$

такъ что

$$16 P = \pi^2 \frac{E.J}{l^2}$$

Для круглаго стояка діаметра d моментъ инерціи $J = \frac{\pi d^4}{64}$.

Отсюда имѣемъ:

$$16 P = \pi^2 \frac{E.\pi d^4}{l^2.64}$$

и

$$d = \sqrt{\frac{16.P.l^2.64}{\pi^3.E}}$$

Если будемъ выражать d въ сант., P въ килогр. и l въ метрахъ, а E въ килогр. на кв. сант., то получимъ:

$$d = \sqrt{P.l^2 \frac{16.10000}{31.2000000}} = \sqrt[4]{\frac{Pl^2}{6}}$$

Въ послѣднемъ случаѣ (чер. 45) можно валъ расчитать на крученіе и сжатіе по той-же формулѣ С.-Венана.