

А. Э. Кржижановскій.

---

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ

# ТУРБИНЫ ФРАНЦИССА

БЫСТРОХОДНОГО ТИПА.

Разсчетъ и построение лопатокъ.



ТОМСКЪ.

Паровая типо-литогрaфiя П. П. Макушина. Благовѣщенскiй пер., соб. д.

1907.



## ОБОЗНАЧЕНІЯ.

---

$Q$ —расходъ воды.

$q$ —расходъ, потерянный черезъ щель.

$\alpha$ —уголъ выпуска изъ направляющаго аппарата.

$\beta$ —уголъ впускной кромки рабочаго колеса.

$\gamma$ —уголъ выпуска изъ рабочаго колеса.

$H$ —весь располагаемый напоръ.

$h$ —напоръ.

$W_1$  и  $W_2$ —относительныя скорости при вступленіи въ рабочее колесо и выпускѣ.

$U_1$  и  $U_2$ —линейныя скорости вращенія на впускной и внутренней окружности.

$V_1$  и  $V_2$ —абсолютныя скорости у внѣшней и внутренней окружности рабочаго колеса.

$V_0$ —скорость въ приводномъ каналѣ.

$V_a$ —скорость въ отводномъ каналѣ.

$\omega$ —угловая скорость вращенія.

$D_0$ —діаметръ всасывающей трубы.

$D_1$ —наружный діаметръ рабочаго колеса, считая отъ кромки лопатки.

$b$ —высота лопатки рабочаго колеса у впускной кромки.

$b_1$ —высота лопатокъ направляющаго аппарата.

$N$ —число лошадиныхъ силъ.

$n$ —число оборотовъ въ минуту.

$K_1, K_2, K_3$ —потерянные напоры.

$\xi$  и  $\xi_2$ —опытные коэффициенты, приблизительно равные 0,13.

$r_2$  и  $r_a$ —радіусы различныхъ окружностей колеса турбины.

$\varphi$ —гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія.

$\eta$ —полный коэффициентъ полезнаго дѣйствія (на валу турбины).

$L$ —работа килограмма воды.

$p_1, p_2$ —давленіе воды въ различныхъ частяхъ турбины.

$t$ —длина шага лопатокъ по дугѣ окружности.

$S$ —толщина лопатки по дугѣ окружности.

$HP$ —число лош. силъ.

$H. V.$ —натуральная величина.

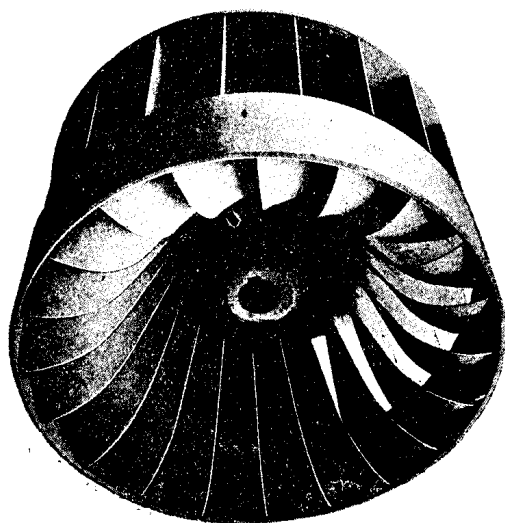
---

## Турбина Францисса и ея особенности.

Несмотря на свое сравнительно давнее появленіе, турбина Францисса не имѣетъ надлежаще разработанной теоріи и многія явленія, происходящія въ ней, до сихъ поръ недостаточно выяснены.

Особенно сложное движеніе происходитъ въ колесѣ турбины Францисса новѣйшаго, быстроходнаго, появившагося впервые въ Америкѣ, типа.

Этотъ типъ, называемый у насъ прямо американской турбиной, характеризуется тѣмъ, что вода въ турбинное колесо вступаетъ по цилиндрической, параллельной оси поверхности, выходитъ же изъ ко-



Рабочее колесо турбины Францисса  
быстроходнаго типа.

леса струйками, направленными подъ различными углами къ оси; при такихъ условіяхъ движенія путь одной частицы воды значительно разнится отъ сосѣдней, поэтому тотъ методъ, который вообще примѣняется при разсматриваніи другихъ типовъ, состоящій въ томъ, что движеніе всей жидкости въ каналѣ турбины принимаютъ тождественнымъ съ движеніемъ средней струйки, здѣсь совершенно непригоденъ. Повидимому, только нѣсколько лѣтъ тому назадъ удалось напасть

на путь теоретическаго изслѣдованія, который сулитъ дать удовлетворительныя объясненія многимъ явленіямъ въ турбинѣ.

Этотъ новый методъ, въ основу котораго положено дифференціальное уравненіе движущейся частицы жидкости, называемый гидродинамическимъ, въ отличіе отъ предыдущаго, гидравлическаго, возникъ главнымъ образомъ трудами профессора Prasil'я и разрабатывается имъ

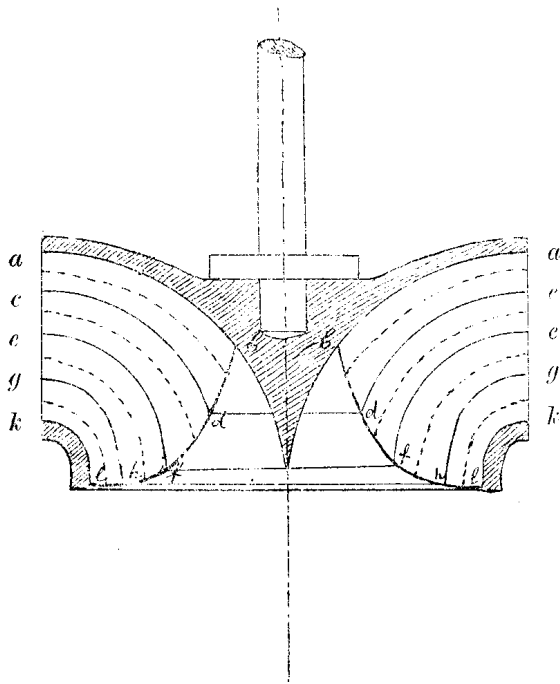
и въ настоящее время примѣнительно къ расчету американскихъ турбинъ\*).

Однако, только что сказанный гидродинамическій приемъ представляется довольно сложнымъ, требуя значительныхъ свѣдѣній изъ области высшаго анализа, да кромѣ того еще слишкомъ новъ и мало разработанъ, почему имѣетъ главнымъ образомъ лишь теоретическое значеніе.

На турбино-строительныхъ заводахъ Западной Европы въ настоящее время пользуются исключительно видоизмѣненнымъ гидравлическимъ приемомъ.

Видоизмѣненіе состоитъ въ томъ, что весь внутренний объемъ рабочаго колеса турбины раздѣляется мысленно на рядъ элементарныхъ, наложенныхъ одинъ на другой, слоевъ; вообразивъ затѣмъ, что эти слои раздѣлены непроницаемыми стѣнками, мы получимъ рядъ наложенныхъ одна на другую элементарныхъ турбинъ  $abcd$ ,  $cdef$ ,  $efgh$ ,  $ghkl$ , раздѣленныхъ поверхностями вращенія (чер. 1).

Чер. 1.



Разсматривая каждую турбину въ отдѣльности, независимо отъ другихъ, замѣчаемъ, что въ нихъ съ большею уже точностью можетъ быть принято движеніе средней, показанной на чертежѣ пунктиромъ, струйки тождественнымъ съ движеніемъ всѣхъ остальныхъ. Точность возрастаетъ съ числомъ элементарныхъ турбинъ. Для средней струйки каждой турбинки принимается свое расчетное уравненіе.

Расчетъ такой—только приближительный: движеніе въ каждой элементарной турбинѣ на самомъ дѣлѣ тѣсно связано съ движеніемъ въ сосѣднихъ и, желая поэтому добиться хорошихъ резуль-

татовъ, необходимо извѣстнымъ образомъ согласовать движеніе воды въ каждой элементарной турбинѣ съ движеніемъ въ другихъ, какъ это будетъ указано ниже.

Несмотря на всѣ неточности изложеннаго приема, турбины такъ рассчитанныя обладаютъ значительнымъ коэффициентомъ полезнаго дѣй-

\*) Ueber Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshohlräumen von Prof. Dr. Prasil in Zürich.

ствія; существуютъ несомнѣнныя данныя, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія на валу турбины можетъ достигнуть 0,9. Такимъ высокимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія не обладаетъ ни одинъ изъ реактивныхъ типовъ турбинъ. Слѣдуетъ замѣтить, что пока эти турбины совсѣмъ не рассчитывались, а строились чисто эмпирически, какъ это и теперь имѣетъ мѣсто на большинствѣ американскимъ заводовъ; коэффициентъ полезнаго дѣйствія ихъ былъ значительно ниже и онѣ не могли конкурировать съ другими типами. Теоретическая отсталость въ этомъ отношеніи американскихъ конструкторовъ объясняетъ намъ тотъ на первый взглядъ странный фактъ, что величайшія и серьезнѣйшія турбинныя установки Америки, какъ, напримѣръ, почти всѣ на ніагарскомъ водопадѣ, произведены швейцарскими фирмами, не смотря на изобиліе турбиностроительныхъ заводовъ въ странѣ.

Единственный типъ реактивныхъ турбинъ, строящихся въ данное время въ Западной Европѣ и С.-Америкѣ, это турбины Францисса. Главныя преимущества этого типа по сравненію съ другими слѣдующія:

1) Высокій коэффициентъ полезнаго дѣйствія.

2) Удобная и быстрая регулировка (особенно автоматическая).

3) Удобопримѣнимость всасывающихъ трубъ.

4) Большое, въ широкихъ предѣлахъ, произвольное число оборотовъ (гдѣ это нужно, напр., для дин.-машины).

5) Незначительное давленіе на пятау.



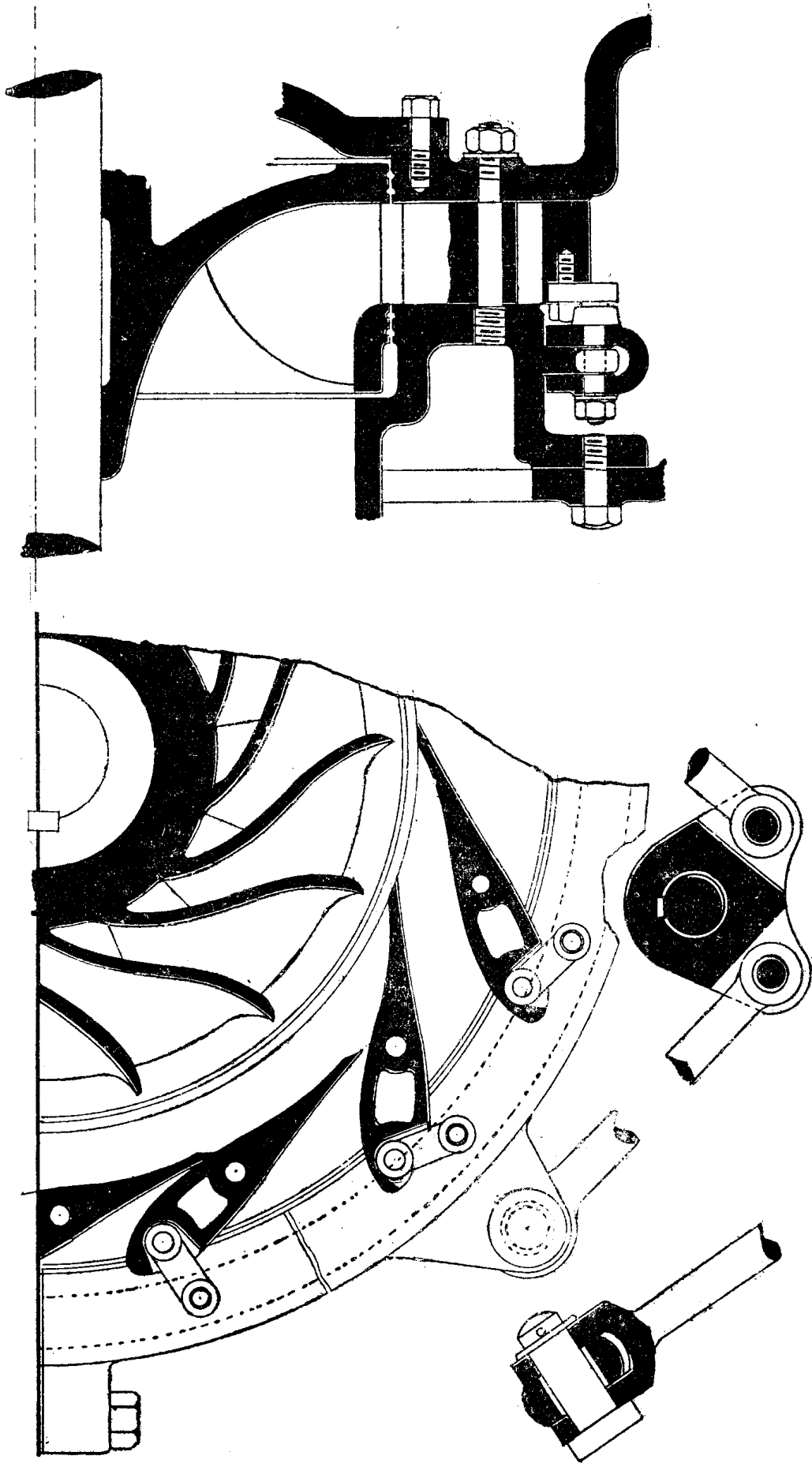
Направл. колесо турб. Франц, съ вращающимися лопатк. Финка. Верхній ободъ снятъ, нижній состоитъ изъ двухъ колецъ, изъ которыхъ наружное (болѣе свѣтлое на чертежѣ) подвижно. Вращеніемъ этого послѣдняго сообщается поворотъ лопаткамъ.

### Регулировка Финка и ея особенности.

Наибольшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія турбины тѣсно связанъ съ развиваемой ею работой. Обыкновенно съ уменьшеніемъ нормальной работы данной турбины онъ падаетъ, иногда весьма значительно, иногда лишь немного, въ зависимости отъ способа регулировки.

Наиболѣе благоприятные результаты даетъ способъ профессора Финка. Въ его устройствѣ всѣ лопатки направляющаго аппарата

$\frac{1}{16}$  Н. Б. III $\approx$ 400, II $\approx$ 32 ; n $\approx$ 485.



имѣютъ оси вращенія параллельными оси турбины и могутъ съ помощью того или другого приспособленія одновременно быть повернутыми. Благодаря этому мѣняется величина выпускной щели направляющаго аппарата, а слѣдовательно и количество работающей воды и сила турбины. Регулировка Финка теперь безъ исключенія употребляется во всѣхъ тѣхъ случаяхъ, гдѣ надо экономить расходъ воды \*). Чертежъ 2 представляетъ разрѣзъ въ планѣ части рабочаго и направляющаго аппарата турбины Францисса. Лопатки направляющаго колеса по системѣ Финка; двѣ изъ нихъ поставлены въ крайнемъ положеніи при „maximum“ работы, двѣ же при „minimum“, когда выпускныя щели совсѣмъ закрыты.

Стремленіе сохранить коэффициентъ полезнаго дѣйствія по возможности нормальнымъ при различныхъ величинахъ работы привело конструкторовъ къ мысли вести расчетъ турбины лишь на  $\frac{3}{4}$  наибольшей работы. При этомъ долженъ получаться наибольшій коэффициентъ полезнаго дѣйствія. При вращеніи лопатокъ въ ту или другую сторону работа увеличивается или уменьшается. Понятно, должно быть достаточно мѣста для такого открытія каналовъ направляющаго аппарата, при которомъ получается „maximum“ работы.

При вращеніи лопатокъ въ сторону суженія выпускныхъ отверстій, разстояніе между кромками лопатокъ направляющаго аппарата и рабочаго колеса возрастаетъ. Согласно старымъ правиламъ, это разстояніе старались по возможности уменьшить, мотивируя лучшимъ, будто-бы, направлениемъ струй; теперь однако это правило совершенно оставлено и наоборотъ считаютъ полезнымъ дѣлать разстояніе между кромками лопатокъ величиной въ 10—50 mm., смотря по величинѣ турбины.

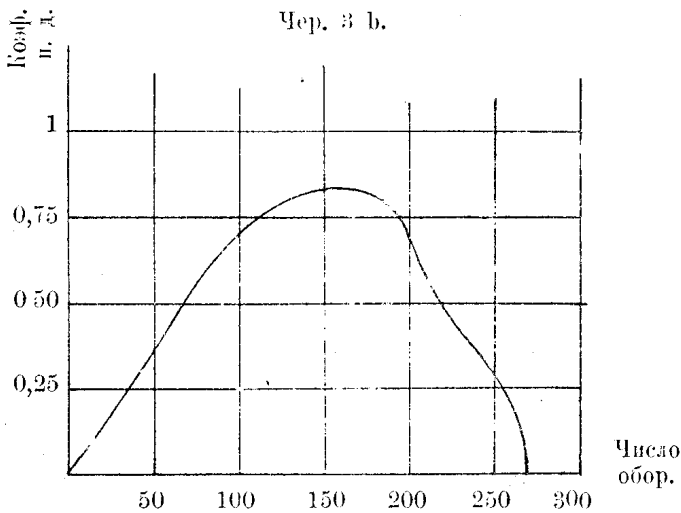
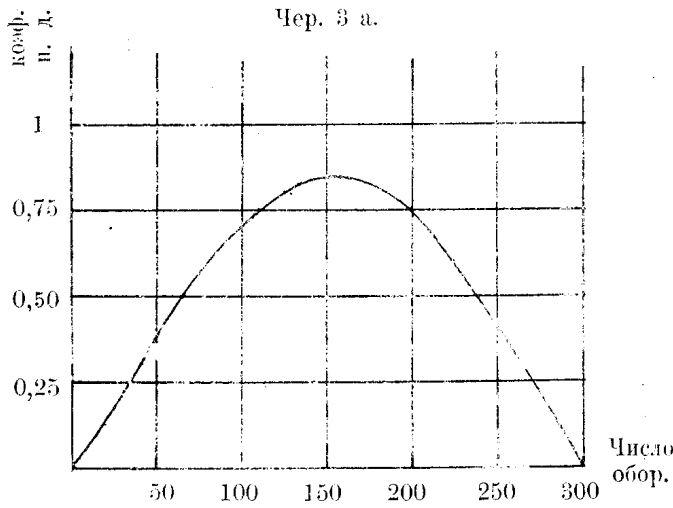
Такія турбины работаютъ нисколько не хуже, чѣмъ стараго типа, да кромѣ того исчезаетъ вѣроятность торможенія колеса попавшими межъ лопатокъ посторонними тѣлами. Само собой понятно, что зазоръ между ободьями колесъ попрежнему долженъ быть незначительнымъ (1—3 mm.) для избѣжанія утечки воды.

На чертежѣ 3 а. и 3 б. представлены двѣ діаграммы, снятыя почти съ одинаковыхъ турбинъ (въ лабораторіи Цюрихскаго политехникума), при чемъ на чер. 3 а. представлена діаграмма измѣненія коэффициента полезнаго дѣйствія у турбины Францисса по новому типу, на чер. 3 б. — по старому. Въ послѣднемъ замѣчается вслѣдъ за „maximalнымъ“ полезнымъ дѣйствіемъ нѣкоторый неправильный изгибъ кривой, который является во всѣхъ турбинахъ съ весьма малымъ разстояніемъ

---

\*) Регулировка Цоделъ, работающая также очень экономно, въ настоящее время оставлена главн. образомъ изъ за быстрого расшатыванія регулирующихъ частей.

между кромками. У турбинъ съ значительнымъ разстояніемъ кривая совершенно правильна.

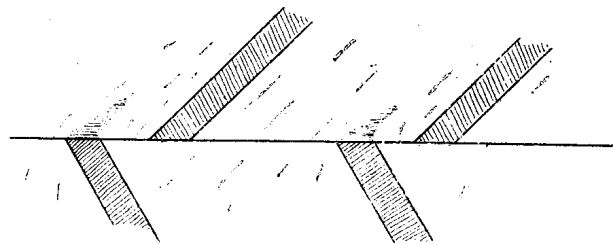


Для болѣе подробнаго разъясненія разницъ между первымъ и вторымъ случаемъ возьмемъ черт. 4. Вслѣдствіе толщины кромокъ лопатокъ получается такъ называемые мертвые углы (заштрихов. горизонталь), въ которыхъ вода не движется. При перемѣщеніи нижняго колеса эти углы дѣйствуютъ различно, препятствуя вообще правильному движенію. Увеличеніе разстоянія между кромками имѣетъ цѣлью устранить эти мертвые углы изъ области дѣйствія воды на лопатки рабочаго колеса.

Установивъ фактъ пользы значительнаго разстоянія между кром-

ками лопатокъ, остается отвѣтить на вопросъ, какое будетъ движеніе воды въ пространствѣ между кромками. Вопросъ этотъ по отношенію къ осевымъ турбинамъ не порождаетъ особыхъ сомнѣній, по отношенію же къ турбинамъ Францисса онъ сложнѣе.

Опытъ указываетъ, что если вода была подведена къ окружности выпускныхъ кромокъ направляющаго аппарата по логарифмической спирали (какъ оно имѣетъ мѣсто при новѣйшихъ профиляхъ направляющихъ лопатокъ), то это движеніе сохранится и въ зазорѣ между кромками.



Чер. 4.



Теоретическое доказательство этого факта мы находимъ въ указанномъ уже выше трудѣ профессора Prasil'я; здѣсь для краткости приведемъ свое.

Пусть имѣемъ два плоскихъ горизонтальныхъ кольца, поставленныхъ вертикально другъ надъ другомъ (черт 5).

Положимъ далѣе, что между этими кольцами движется вода отъ внѣшней периферіи къ внутренней, какъ это показано стрѣлками. Если всѣ струйки воды подходятъ къ наружной периферіи подъ однимъ и тѣмъ же угломъ, то по закону симметріи слѣдуетъ предположить, что и уходъ ихъ совершается также подъ одинаковымъ для всѣхъ угломъ. Само собою, понятно, что такія два кольца, разъ между ними нѣтъ лопатокъ, не будутъ испытывать никакого вращающаго момента со стороны воды (трениемъ воды о кольца пренебрегаемъ).

Пусть  $m$  и будетъ одна изъ струекъ, протекающихъ между кольцами,  $V$ —ея начальная скорость,  $V_1$ —конечная. Если секундный расходъ этой струйки есть  $q$ , то моментъ силы, обусловливаемый имъ, есть:

$$m = -\frac{q \cdot \gamma}{g} (V \cdot S - V_1 \cdot S_1)$$

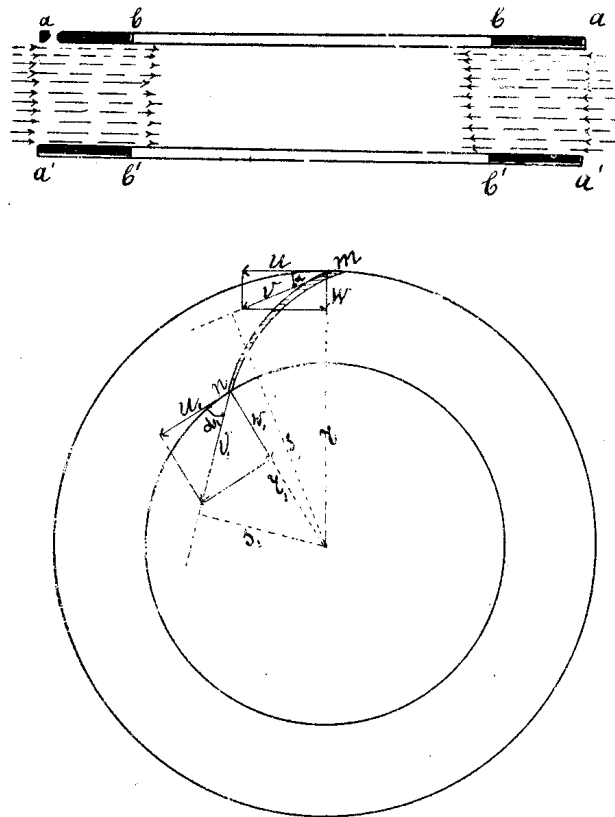
Гдѣ  $S$  и  $S_1$  суть соответствующія плечи скоростей. Моментъ обусловленный всѣми струйками:

$$\sum m = M = \frac{\sum q \cdot \gamma}{g} (V \cdot S - V_1 \cdot S_1)$$

но  $\sum m$ , по вышеизложенному, = 0, поэтому:

$$V \cdot S = V_1 \cdot S_1.$$

Чер. 5.



Но если мы каждую изъ скоростей  $V$  и  $V_1$  разложимъ на скорости по радиусу  $W$  и  $W_1$  и по касательной  $U$  и  $U_1$ , тогда легко видѣть, что:

$$V \cdot S = U \cdot r \text{ и } V_1 \cdot S_1 = U_1 \cdot r_1, \text{ а потому}$$

$$U \cdot r = U_1 \cdot r_1 \dots \dots \dots (a)$$

Кромѣ того, такъ какъ движеніе со скоростью  $W$  совершается по радиусу перпендикулярному къ поверхности, которая уменьшается пропорціонально радиусу, то:

$$W \cdot r = W_1 \cdot r_1 \dots \dots \dots (b)$$

Собирая уравненія а и б видимъ, что:

$$\frac{U}{W} = \frac{U_1}{W_1}$$

а это указываетъ, что углы между направленіями  $V$  и  $U$ , а также  $V_1$  и  $U_1$  равны.

Значитъ, уголъ подхода струй къ окружностямъ разныхъ радиусовъ постояненъ, что и есть признакъ логарифмической спирали.

Очевидно, что взятые нами кольца, можно принять за части ободьевъ колесъ турбины Францисса, прикрывающихъ пространство между кромками. Доказательство отъ этого не пострадаетъ.

### Общія уравненія для расчета.

Приступимъ теперь къ выводу общаго уравненія для расчета турбины Францисса, при чемъ по старому будемъ полагать, что средняя струйка движется такъ, какъ всѣ остальные.

Обозначимъ черезъ  $V$ —абсолютную скорость,  $U$ —линейную скорость вращенія,  $W$ —относительную,  $h$ —высоту напора, при чемъ соотвѣтствующими знаками будемъ обозначать принадлежности этихъ величинъ къ тому или иному сѣченію.

Черезъ  $\alpha$  обозначимъ уголъ послѣдняго элемента направляющей лопатки, черезъ  $\beta$  уголъ перваго элемента лопатки рабочаго колеса и  $\gamma$ —уголъ послѣдняго элемента лопатки рабочаго колеса съ соотвѣтственными концентрическими окружностями (смотри черт. 6).

Пусть пунктирная линія А, I II, III, представляетъ путь средней струи.

Уравненіе для движенія воды отъ точки А до окружности I будетъ:

$$\frac{V_0^2}{2g} + h_1 + \frac{P_a}{\gamma} = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + K_1 \dots \dots (1)$$



Здѣсь  $K_1$  представляетъ всевозможныя потери на пути А I

Для пути I—II имѣемъ:

$$\frac{W_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + h_2 = \frac{W_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + K_2 \dots \dots (2)$$

Гдѣ  $K_2$  — всѣ потери на пути I—II.

И наконецъ для пути II—III:

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_3 = \frac{V_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + K_3 \dots \dots (3)$$

Гдѣ  $K_3$  — всѣ потери по пути II—III.

Складывая всѣ эти три уравненія и произведя сокращенія, получимъ:

$$H - (K_1 + K_2) - K_3 + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{W_2^2 - W_1^2 + U_1^2 - U_2^2 - V_1^2}{2g} \dots (4)$$

Въ случаѣ вступленія воды безъ удара изъ треугольника скоростей имѣемъ:

$$W_1^2 - U_1^2 = V_1^2 - 2 V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha \dots \dots (a)$$

Въ случаѣ нормальнаго вытекания изъ рабочаго колеса имѣемъ подобнымъ же образомъ:

$$W_2^2 - U_2^2 = V_2^2 \dots \dots (b)$$

Такъ какъ эти оба случая у насъ на лицо, то соединяя уравненія (4), (a), и (b) имѣемъ:

$$H - (K_1 + K_2) - K_3 + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g} = \frac{V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha}{g} \dots \dots (5)$$

Назовемъ всю лѣвую часть уравненія (5) черезъ  $\varphi$  H, тогда:  $\varphi \cdot H \cdot g = V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha \dots \dots (6)$

$$\text{Изъ треугольника скоростей } \frac{U_1}{V_1} = \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta} \dots \dots (7)$$

а потому изъ (6) и (7) получимъ.

$$V_1 = \sqrt{\varphi} \cdot \sqrt{g \cdot H \cdot \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha) \cdot \cos \alpha}} \dots \dots (8)$$

$$U_1 = \sqrt{\varphi} \cdot \sqrt{g \cdot H \cdot \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta \cdot \cos \alpha}} \dots \dots (9)$$

На основаніи изученія существующихъ турбинъ можно принимать:  $\varphi = 0,8 - 0,85$ , исключеніе составляетъ тотъ случай, когда имѣется длинная приводящая воду труба, въ которой можетъ быть значительная потеря; въ этомъ случаѣ  $\varphi$  меньше. Принимая для предварительнаго разсчета  $\varphi$  въ указанныхъ предѣлахъ т. е.  $\sqrt{\varphi} = 0,9 - 0,92$  и выбравъ предварительно углы  $\alpha$  и  $\beta$ , изъ уравненій 8 и 9 получимъ  $U_1$  и  $V_1$ .

Разсмотримъ теперь, какъ болѣе точно подсчитать  $\varphi$ . Для этого обратимся еще разъ къ уравненію (5) и разсмотримъ подробнѣе члены лѣвой части:

$H$  — разность горизонтовъ между верхнимъ и нижнимъ уровнемъ — величина всегда извѣстная.

$V_0$  — скорость притеканія къ проводящему каналу или трубѣ; эта скорость въ большинствѣ случаевъ такъ незначительна, что членъ  $\frac{V_0^2}{2g}$  можетъ быть принятъ  $= 0$ .

$V_a$  — скорость воды въ отводномъ каналѣ; членъ  $\frac{V_a^2}{2g}$  тоже въ большинствѣ случаевъ почти равенъ 0, но если всасывающей трубы нѣтъ, тогда  $V_a = V_2$ , т. е. скорости, съ которой вода оставляетъ колесо. Въ этомъ случаѣ членъ  $\frac{V_a^2}{2g} = \frac{V_2^2}{2g}$  имѣетъ значительную величину и долженъ быть подсчитанъ.

$K_1$  — представляетъ всѣ потери отъ начала приводнаго канала до впускной кромки рабочаго колеса;  $K_1$  можетъ быть разбито на двѣ части:  $K_1'$  потерю въ трубѣ или каналѣ, и  $K_1''$  потерю во время вступленія и прохожденія черезъ лопатки и прохожденія кольцеваго пространства между кромками направляющихъ и рабочихъ лопатокъ.

Потеря  $K_1'$  опредѣляется по формуламъ протеканія воды черезъ трубы и каналы. Если труба и каналъ недлины и скорость въ нихъ небольшая, то  $K_1 \approx 0$ .

Для опредѣленія потери  $K_1''$  обратимся еще разъ къ чертежу. При вступленіи въ направляющій аппаратъ, вода испытываетъ сжатіе. При протеканіи происходитъ искривленіе струи и треніе о стѣнки канала. Опредѣлить эти потери точно теоретически довольно затруднительно.

Гораздо проще и надежнѣе, въ случаѣ разсчета на нормальную работу, пользоваться результатами, добытыми на основаніи опытовъ съ каналами турбинъ, имѣющихъ неподвижныя лопатки.

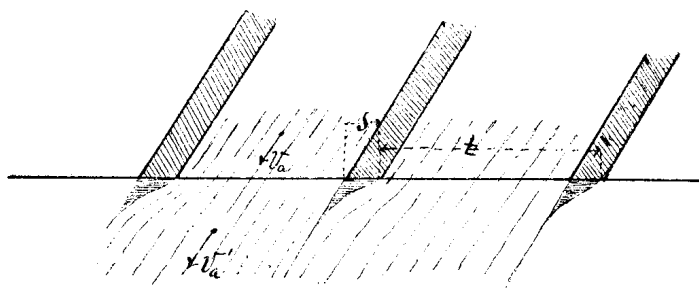
Опытами этими установлено, что потери при этомъ выражаются:  

$$\bar{z} \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots (10).$$
 здѣсь  $V_a$  есть скорость воды на выпускномъ концѣ направляющей лопатки,  $\bar{z} = 0,1 - 0,13$ .

Входя въ зазоръ, вода быстро мѣняетъ сѣченія на толщину лопатки, приобретаая скорость  $V_a'$ , если шагъ лопатки есть  $t$ , а толщина считая по шагу  $S$  (смотри черт. 7), то происшедшая потеря выразится:

$$\frac{(V_a - V_a')^2}{2g} = \frac{V_a^2}{2g} \left(1 - \frac{V_a'}{V_a}\right)^2 = \frac{V_a^2}{2g} \left(1 - \frac{t - s}{t}\right)^2 = \frac{V_a^2}{2g} \left(\frac{S}{t}\right)^2 \dots (11).$$

Черт. 7.



Трениемъ воды въ кольцевомъ пространствѣ мы пренебрежемъ; при достаточномъ заостреніи кромки рабочаго колеса, потеря при вступленіи въ него крайне ничтожна. почему будемъ принимать ее = 0.

Потеря которой нельзя пренебрегать, есть выливаніе воды въ щель между ободьями. Результатомъ этой потери есть уменьшеніе скорости воды послѣ щели, которое слѣдуетъ принимать въ расчетъ.

До сихъ поръ найденныя нами потери выражаются суммой

$$(10) \text{ и } (11) \text{ т. е. } \left[ \bar{z} + \left(\frac{S}{t}\right)^2 \right] \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots (12),$$

но, такъ какъ намъ по предварительному расчету извѣстно  $V_1$ , а не  $V_a$ , то  $V_a$  замѣнимъ черезъ  $V_1$  (черт. 6).

По доказанному раньше движеніе въ пространствѣ между лопатками совершается по логарифмической спирали, поэтому при постоянномъ расходѣ воды:

$$V_a' \cdot 2 \text{ п. } r_a \cdot \sin \alpha = V_1 \cdot 2 \text{ п. } r_1 \cdot \sin \alpha \text{ то есть } \frac{V_a'}{V_1} = \frac{r_1}{r_a} \dots \dots (13)$$

Однако, если весь расходъ воды есть  $Q$ , а теряется черезъ щель  $q$ , то на самомъ дѣлѣ  $V_1$  меньше въ отношеніи  $\frac{Q-q}{Q}$ , а потому равенство (13) должно быть исправлено, именно:

$$\frac{V'_a}{V_1} = \frac{r_1}{r_a} \cdot \frac{Q}{Q-q} \dots \dots (14)$$

кромѣ того, изъ чертежа:

$$\frac{V_a}{V'_a} = \frac{t}{t-s} \dots \dots (15)$$

$$\text{Изъ (15) и (14) имѣемъ } V_a = V_1 \cdot \frac{r_1}{r_a} \cdot \frac{t}{t-s} \cdot \frac{Q}{Q-q} \dots \dots (16)$$

Замѣняя въ уравненіи (12),  $V_a$  черезъ выраженіе изъ (16), мы получимъ въ концѣ концовъ для потери  $K = K_1' + K_1''$ , слѣдующее выраженіе:

$$K_1 = K_1' + \left[ \xi + \left( \frac{s}{t} \right)^2 \right] \cdot \left( \frac{t}{t-s} \right)^2 \cdot \left( \frac{r_1}{r_a} \right)^2 \cdot \left( \frac{Q}{Q-q} \right)^2 \cdot \frac{V_1^2}{2g} \dots \dots (17)$$

Эта формула, выведенная нами, даетъ возможность пользоваться данными, добытыми для турбинъ старыхъ образцовъ; кромѣ того сразу подсчитываетъ вліяніе утечки на скорость. Она практически пригодна и для того случая, когда кромки лопатокъ почти соприкасаются, по крайней мѣрѣ, при расчетѣ даетъ неощутительную разницу по сравненію со старыми.

Ниже мы укажемъ какъ теоретически опредѣлить  $q$ , но надо замѣтить, что такое опредѣленіе весьма неточно и здѣсь болѣе надежно пользоваться данными опыта.

Хорошая турбина Францисса при нормальной работѣ рѣдко даетъ утечку болѣе 3<sup>0</sup>/о. Эту величину при расчетахъ обыкновенно и принимаютъ.

$K_2$  = есть потеря въ лопаткахъ рабочаго колеса. Эта потеря изъ опыта:

$$K_2 = \xi_1 \frac{W_2^2}{2g} \dots \dots (18) \text{ здѣсь } \xi_1 = 0,1 - 0,13$$

$W_2$  всегда бываетъ извѣстно изъ предварительнаго расчета.

$K_3$ —есть потеря во всасывающей трубѣ, которая происходитъ отъ того, что выходъ воды изъ колеса совершается съ большою скоростью, чѣмъ теченіе въ самой трубѣ; точно также выходъ воды изъ трубы можетъ совершаться съ большою скоростью, чѣмъ теченіе въ отводномъ каналѣ; и въ первомъ и во второмъ мѣстѣ происходитъ ударъ. Кромѣ того происходитъ еще треніе о стѣнки трубы.

Потери эти легко опредѣлить, зная скорости. Обыкновенно хорошая всасывающая труба уменьшает ту потерю, которая имѣлась бы, если бы всасывающей трубы совсѣмъ не было и вода оставляла бы рабочее колесо, уходя въ воздухъ со скоростью  $V_2$ . Для простоты, однако, а также для надежности, полагаютъ часто:

$$K_3 = \frac{V_2^2}{2g}.$$

При этомъ предположеніи, а также когда:

$$V_0 = 0 \text{ и } V_a = 0$$

уравненіе (5) приметъ видъ:

$$H - K_1 - K_2 - \frac{V_2^2}{2g} = \frac{U_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha}{2g} \dots \dots (19)$$

пригодный какъ для турбинъ со всасывающей трубой, такъ и безъ оной.

$$\text{Здѣсь } H - K_1 - K_2 - \frac{V_2^2}{2g} = \varphi H \dots \dots (20)$$

Намъ осталось еще указать путь теоретическаго подсчета расхода воды черезъ зазоръ. Сложивъ уравненія (1) и (3) и сдѣлавъ надлежащія упрощенія, мы имѣемъ:

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = h_1 + h_3 - \left( K_1 + \frac{V_1^2}{2g} \right) \dots \dots (21)$$

но лѣвая часть этого равенства есть тотъ проталкивающий напоръ, который заставляетъ воду двигаться черезъ щель. Соответствующая ему скорость есть:

$$C = \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \cdot 2g}.$$

Зная скорость въ щели и размѣръ щели, нетрудно уже найти и весь потерянный расходъ  $q$ :

$$q = \mu \cdot f \cdot c = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} \cdot 2g} \dots \dots (24)$$

гдѣ  $f$  площадь щели, а  $\mu$  неизвѣстный, къ сожалѣнію, коэф. расхода; во всякомъ случаѣ можно полагать его меньше 0,5.

Для уменьшенія этой потери полезно вводить на пути движенія воды въ щели по возможности больше сопротивленій, будетъ ли это въ формѣ поворотовъ щели, или внезапныхъ расширеній и суженій.



### Числовой примѣръ; данныя изъ практики и геометрическія соображенія при построеніи лопатокъ рабочаго колеса.

Разсчитаемъ турбину Францисса быстроходнаго типа на 16 силъ при напорѣ 2 метра.

Какъ было сказано раньше, расчетъ ведутъ на  $\frac{3}{4}$  максимальной работы т. е.  $\frac{3}{4} \cdot 16 = 12$  силъ.

Предполагая общій коэффициентъ полезнаго дѣйствія:  $\eta = 0,75$ , находимъ расходъ.

$$Q = \frac{12 \cdot 75}{2 \cdot 1000 \cdot 0,75} = 0,6 \text{ куб. метр.}$$

Диаметръ всасывающей трубы  $D_1$  у мѣста выхода воды изъ рабочаго колеса, берется такъ, чтобы скорость воды въ трубѣ

$$C_0 = 0,224 \text{ до } 0,3 \sqrt{2gH}.$$

Для нашего случая  $C_0 = 0,225 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 1,4$  метра.

Площадь поперечнаго сѣченія трубы:

$$F = \frac{0,60}{1,4} = 0,425 \text{ кв. метра.}$$

Внутренній диаметръ трубы  $D_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 0,736$  метра.

Наружный диаметръ  $D_1$ , кромокъ лопатокъ рабочаго колеса, берется отъ  $0,8$ — $1,4 D_0$ , первое значеніе соотвѣтствуетъ самому быстрому типу, второе обыкновенной турбинѣ Францисса стараго типа.

Мы возьмемъ:

$$D = 1,1 D_0 = 0,810 \text{ метра.}$$

Теперь по уравненію (8) и (9) опредѣлимъ скорость  $V_1$  и  $U_1$ .

Принимая  $\varphi = 0,81$ , получимъ:

$$V_1 = 0,9 \cdot \sqrt{gH \cdot \frac{\sin \beta}{\sin(\beta-\alpha) \cdot \cos \alpha}} \quad \text{и} \quad U_1 = 0,9 \cdot \sqrt{gH \cdot \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin \beta \cdot \cos \alpha}}$$

Уголъ  $\alpha = 18^\circ$ — $22^\circ$ , чаще всего  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\beta = 60^\circ$ — $135^\circ$ , чѣмъ больше  $\beta$ , тѣмъ турбина быстроходнѣе.

Возьмемъ  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\beta = 90^\circ$  тогда:

$$V_1 = 4,2 \text{ метра и } U_1 = 3,8 \text{ метра;}$$

$$\text{число оборотовъ } n = \frac{60 U_1}{\pi \cdot D} = 90.$$

Зная расходъ воды  $Q$ , діаметръ  $D_1$  окружности по которой вода вливается въ рабочее колесо и уголъ  $\alpha$ , нетрудно найти требуемую высоту  $b$  рабочего колеса изъ равенства:

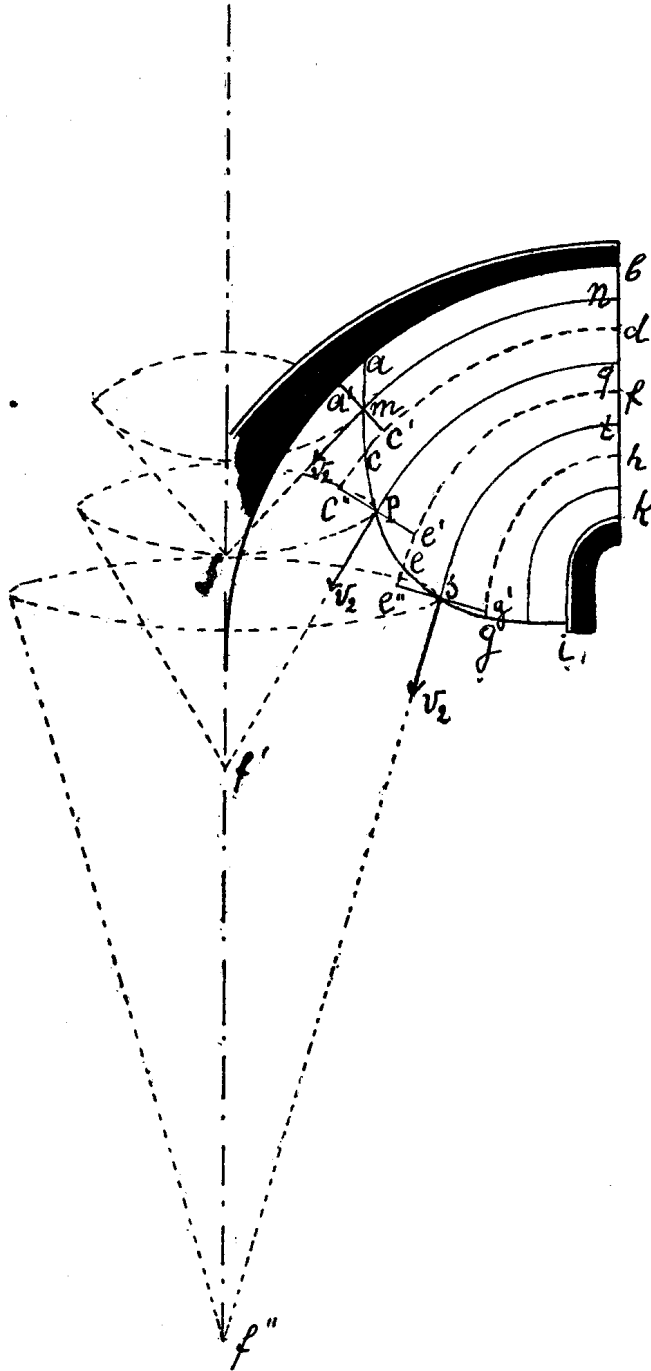
$$V_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \alpha \cdot b = 0,6$$

откуда:

$$b = 0,167 \text{ метра.}$$

Мы однако возьмемъ  $b = 180 \text{ м/м}$  такъ какъ, во первыхъ, приѣмныя кромки рабочего колеса могутъ быть недостаточно заострены и слѣдовательно стѣсняють сѣченіе, во вторыхъ, если турбина окажется нѣсколько сильнѣе, то бѣда не большая, такъ какъ она регулируется.

Чер. 8.



Для направляющаго аппарата можно взять ( $b_1$ ) на нѣсколько миллиметровъ меньше.

Возьмемъ теперь схематическій чертежъ этой турбины, которую желаемъ построить (черт. 8).

Какъ было сказано, для расчета ее представляють какъ бы состоящую изъ отдѣльныхъ, наложенныхъ одна на другую, турбинъ  $abcd$ ,  $cdef$ ,  $efgh$ ,  $ghik$ . Каждая изъ этихъ турбинъ имѣетъ свою среднюю линію, лежащую на средней коверхности вращения (на черт. сплошныя).

Косое очертаніе выпускной поверхности къ средней линіи можетъ быть замѣнено поверхностью перпендикулярной къ

ней, такъ что мы получимъ рядъ турбинъ;  $a'b'c'd$ ,  $c'd'e'f$ ,  $e'f'g'h$  и т. д.

Очевидно, что въ предѣлѣ, если бы мы взяли бесконечно много элементарныхъ турбинъ, ступени на выпускной поверхности исчезли бы. Теперь же мы будемъ разсматривать всю турбину какъ бы состоящую изъ ряда такихъ ступеньчатыхъ.

Въ каждой такой воображаемой турбинѣ впускъ воды совершается по цилиндрической поверхности, а выпускъ по поверхности усѣченного конуса. Вслѣдствіе значительной узкости каждой турбинки движеніе всей жидкости въ ней можно разсматривать тождественнымъ съ движеніемъ средней струйки.

Если поставить условіемъ, какъ это дѣлается во всѣхъ прочихъ турбинахъ, чтобы абсолютная скорость выхода воды была бы перпендикулярна къ окружности выпускныхъ кромокъ рабочаго колеса, то очевидно, что въ этомъ случаѣ, абсолютная скорость уходящей воды, отнесенная къ средней струйкѣ, будетъ лежать въ одной плоскости съ осью турбины и для каждой турбинки будетъ направлена по образующей конуса съ вершиной на оси турбины и съ поверхностью касательной къ поверхности вращенія, образуемой средней линіей турбинки. Для первой турбинки вершина этого конуса есть  $f$ , а образующая  $fm$ , касательная къ средней линіи  $mn$  въ точкѣ  $m$ , для другой турбинки образующая есть  $pf'$  (касательная къ  $pq$ ) въ точкѣ  $p$ , а вершина  $f'$  и т. д.

Каждая элементарная турбина не можетъ быть выбрана совершенно произвольно; но для того чтобы имѣть побольше основанія полагать, что одна турбинка не будемъ разстраивать движенія другой, обыкновенно разсчитываютъ ихъ такъ, чтобы для всѣхъ турбинокъ углы  $\alpha$  и  $\beta$ , скорость  $V_1$ , а слѣдовательно и  $U_1$ , были одинаковы. Для того, чтобы коэффициентъ полезнаго дѣйствія оставался для каждой одинаковымъ, необходимо принять при этомъ и  $V_2$  одинаковымъ.

При такомъ допущеніи каждая турбинка будетъ имѣть свою отличающуюся лишь скоростью  $W_2$  и угломъ  $\gamma$ . Определить эти величины нетрудно.

Въ самомъ дѣлѣ, намъ будетъ извѣстна линейная скорость вращенія на внѣшней окружности  $U_1$ , по ней, зная выпускной профиль лопатки, а слѣдовательно и радіусъ окружности выпуска, легко определить  $U_2$  по отношенію:

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

кромѣ того, намъ будетъ также извѣстно  $V_2$ , по этому легко построить

треугольники скоростей для выпуска воды изъ колеса (черт. 9), откуда опредѣлится и  $W_2$  и  $\gamma$ .

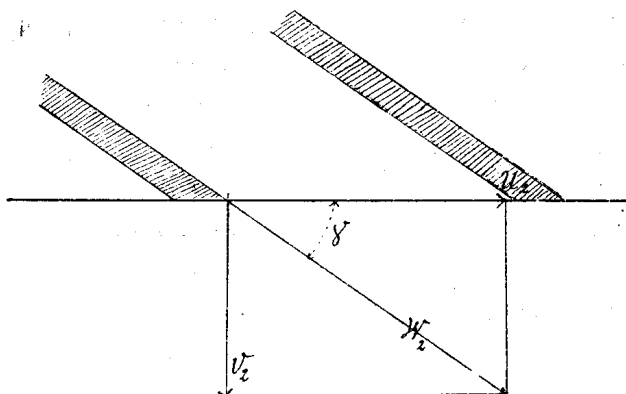
Здѣсь кстати замѣтимъ, что весь треугольникъ скоростей долженъ быть отнесенъ не къ концу лопатки, а къ центру тяжести выпускного отверстия канала. Фактъ установленъ и опытами, и теоріей. На практикѣ однако получается разниа ничтожная и то лишь въ смыслѣ нѣсколько большаго пропуска воды, почему обыкновенно сказанный треугольникъ относятъ къ концу лопатки. Эту неточность впрочемъ всегда легко исправить, удлинивъ немного лопатки, причемъ расчетъ не мѣняется.

Такъ, если (черт. 10) скорость  $W_2$  относимъ къ концу лопатки, то удлинивъ лопатки настолько, чтобы середина поперечнаго сѣченія удлиненнаго канала какъ разъ легла на окружности проходящей черезъ точку  $b$ , мы получимъ то же  $W_2$  отнесенное къ центру тяжести сѣченія, причемъ лопатки удлинены.

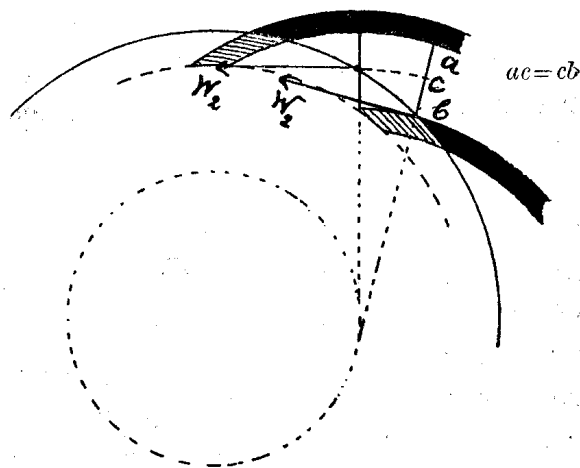
И такъ, всѣ элементарныя турбины имѣютъ одинаковыя  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $V_1$ ,  $V_2$  кромѣ того ихъ берутъ такъ, чтобы каждая турбина пропускала одно и тоже количество воды. Это послѣднее обстоятельство требуетъ, чтобы всѣ турбины имѣли бы на образующей цилиндра (внѣшняя впускная поверхность) одинаковую высоту и чтобы (черт. 8) поверхности вращения  $a'c'$ ,  $c''e'$ ,  $e''g'$ , и т. д. (поверхности выпуска) были бы равны.

Когда выбрана нами линия очертанія выпускной кромки и турбина раздѣлена на сказанныя элементарныя, приступаютъ къ геометрическимъ дѣйствіямъ, цѣль которыхъ выяснитъ форму лопатки, и если эта форма не удовлетворительна, приходится измѣнить линію очертанія кромки. Удовлетворительной же считается форма, при которой

Чер. 9.



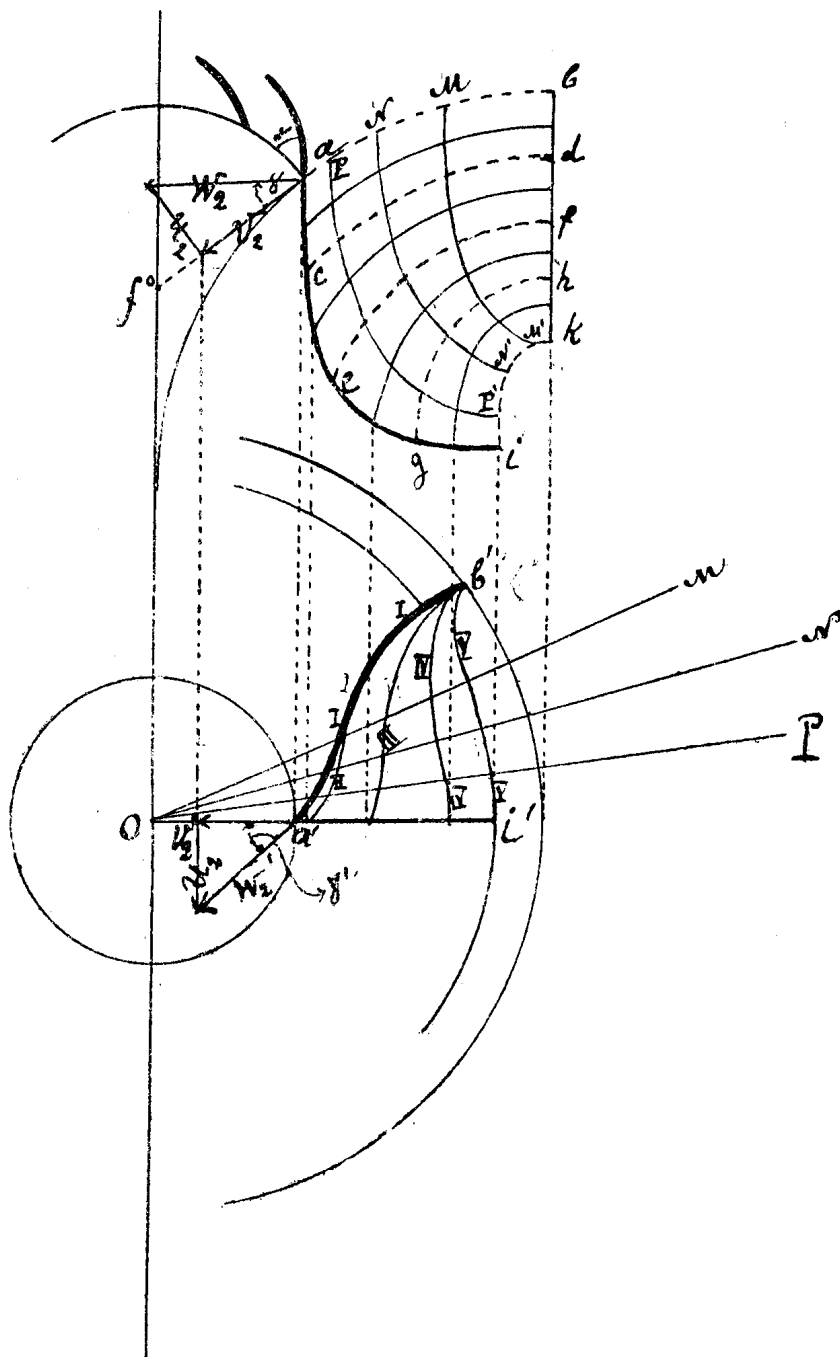
Чер. 10.



вся поверхность лопатки представляется плавной, безъ внезапныхъ изгибовъ и переломовъ и при которой пути всѣхъ струекъ (по меньшей мѣрѣ крайнихъ) выходятъ приблиз. одинаковой длины.

И такъ пусть чер. 11 представляеть намъ очертаніе турбины, съ выбраннымъ профилемъ выпускной кромки лопатки асегі, при чемъ

Чер. 11.



турбина раздѣлена на 4 равныя. Замѣтимъ, что уголь  $\gamma$  мы можемъ построить не только для среднихъ струекъ элементарной турбины, но

и для всякой вообще струйки, такъ напริมѣръ для струекъ  $ab$  и  $ki$  движущихся по ободьямъ колесъ. Построимъ напрімѣръ этотъ уголь для струйки на поверхности вращенія  $ab$ . Соответствующій конусъ будетъ съ вершиной  $f^0$  и образующей  $f^0a$ . Какъ раньше было замѣчено, скорость  $V_2$  направлена въ точкѣ  $a$  по образующей  $f^0a$ , и скорость  $U_2$  перпендикулярна къ чертежу, т. е. касательна къ поверхности конуса.  $V_2$  и  $U_2$  намъ извѣстны, поэтому треугольникъ скоростей рѣшается вполне. На маломъ пространствѣ можно полагать достаточно точно поверхность конуса совпадающей съ треугольникомъ скоростей и концы лопатокъ построенными на этой же поверхности конуса.

Мы развернемъ поверхность конуса на плоскость чертежа, разорвавъ по образующей  $f^0a$ , при окружности основанія конуса, въ совмѣщенномъ ея положеніи, построимъ треугольникъ скоростей и очертаніе концовъ лопатокъ по логарифмической спирали, какъ это сдѣлано на чертежѣ \*). Шагъ лопатокъ долженъ быть такимъ, чтобы струя получила надлежащее направленіе, т. е. длина конца лопатки, очерченная по спирали должна быть достаточной для направленія струи.

Точно такія же построенія произведемъ для всѣхъ среднихъ струекъ и крайней на поверхн. вращен.  $ki$ .

Найдемъ теперь горизонтальную проэкцію струекъ. Раньше всего замѣтимъ, что выбранная нами кривая очертанія кромки лопатки можетъ быть плоская или пространственная; пусть у насъ она плоская и лежитъ въ осевой плоскости, тогда на горизонтальной плоскости проекція ея будетъ  $a' i'$ . У точки  $a'$  построимъ горизонтальную проекцію угла  $\gamma$ , для чего спроектируемъ треугольникъ скоростей; проекція скорости  $V_2$  будетъ  $a' V'_2$ , скорость  $U_2$  проектир. въ натур. величину, и уголь между этими проекціями остается, какъ и въ пространствѣ, прямымъ. Значитъ проекція треугольн. скоростей найдена и проекція угла  $\gamma$ ,  $\gamma'$  тоже. Последній элементъ горизонтальной проекціи струи протекающей по поверхности  $ab$  долженъ быть очерченъ подъ угломъ  $\gamma'$  (и здѣсь его строятъ по логарифмической спирали), вся остальная проекція выбирается произвольно, лишь бы кривая получилась плавной. Точно также поступаютъ и съ другими струйками. Такъ что получимъ рядъ кривыхъ I, II, III, IV, V, которыя представляютъ горизонтальныя проекціи струекъ, текущихъ по поверхностямъ вращенія.

Итакъ, горизонтальныя проекціи намъ извѣстны, по нимъ можно найти вертикальныя поверхности струекъ. Однако, такъ какъ струйки

\*) На практикѣ дуга логарифм. спирали замѣняется дугой подобраннаго круга.

представляют собою кривыя пространства и для выясненія ихъ вида двухъ проекцій недостаточно, то поступаютъ иначе: вертикальной проекціи обыкновенно не строятъ, а горизонтальную проекцію лопатки разсѣкаютъ рядомъ вертикальныхъ осевыхъ плоскостей  $OM$ ,  $ON$ ,  $OP$  и находятъ точки пересѣченія этихъ плоскостей со струйками, точки эти наносятъ на вертикальную проекцію, но при этомъ условно поворачивая всякую точку пересѣченія вокругъ оси до тѣхъ поръ, пока она не совпадетъ съ плоскостью чертежа.

Такимъ образомъ получимъ рядъ кривыхъ  $MM'$   $NN'$   $PP'$  и т. д. лежащихъ въ плоскости чертежа и представляющихъ сѣченія поверхности лопатки взятыми осевыми плоскостями; если эти кривыя плавны и разстояніе между ними мѣняется съ нѣкоторой послѣдовательностью, то это указываетъ на плавность поверхности лопатки. Значитъ кривая очертанія лопатки, и горизонтальная проекція струекъ взяты правильно; въ противномъ же случаѣ надо сдѣлать исправленія. На взятомъ нами раньше числовомъ примѣрѣ все сказанное пояснится лучше \*).

Принявъ  $MN$  за ось турбины (см. чер. 12 отд. таб) проведемъ къ ней перпендикуляръ  $NS$  и отъ точки  $N$  отложимъ радіусъ всасывающей

трубы  $r_0 = \frac{D_0}{2} = NO = 368$  mm. и  $r_1 = \frac{D_1}{2} = NP = 405$  mm.

Черезъ точку  $a$ , отстоящую на 5 mm отъ  $P$  проведемъ параллельную оси и на ней отложимъ  $aF = aN$ , отъ точки  $F$  вниз отложимъ  $b = 180$  mm и раздѣлимъ этотъ отрезокъ на 10 равныхъ частей.

Радіусъ  $r_1 = NO$  раздѣлимъ также на 10 такихъ частей, чтобы площади колець образуемыхъ вращеніемъ этихъ частей вокругъ оси  $NM$  были бы равны.

Черезъ точки дѣленій высоты турбины проведемъ горизонтальныя прямыя и черезъ точки дѣленія  $NO$  вертикальныя. Затѣмъ линіи исходящія изъ соотвѣтственныхъ вертикальн. и горизонт. дѣленій соединимъ дугами окружностей, центры которыхъ лежатъ на вертикали  $aF$ . Получимъ такимъ образомъ 10 слоевъ вращенія наложенныхъ другъ на друга. Крайнія линіи  $AF$  и  $OR$  примемъ за очертанія ободьевъ колеса, а выбранную нами кривую  $AR$ , за очертаніе профиля выпускной поверхности. Тогда части слоевъ отсѣкаемыя поверхностью вращенія кривой  $AR$ , могутъ быть разсматриваемы какъ элементарныя турбины.

Каждые два смежныхъ слоя будемъ считать за одну турбину, а поверхность ихъ раздѣляющую за поверхность, по которой движется средняя струйка этой турбины. Получаемъ такимъ образомъ пять

\*) Все построенія при проектированіи лопатокъ производятъ въ натуральную величину.

элементарныхъ турбинъ (на чертежѣ раздѣлены пунктирами)  $\alpha\beta\beta'$ ,  $\gamma\delta\delta'$ , и т. д.

Только что указанный способъ составленія элементарныхъ турбинъ принадлежитъ инженеру Баасгусу \*) и даетъ весьма удовлетворительные приближенные результаты, хотя достичь того же можно и другими путями.

Когда элементарныя турбины, тѣмъ или инымъ способомъ, получены, слѣдуетъ убѣдиться, имѣютъ ли онѣ всѣ равныя выпускныя поверхности. Для этого проведемъ къ профилямъ поверхности средней струйки перпендикулярныя прямыя  $\alpha\beta$ ,  $\gamma\delta$ ,  $\eta\zeta$ , и т. д. и найдемъ будутъ ли описанныя этими отрѣзками поверхности равны между собою.

При примѣненіи приѣма Баасгуса, разница обыкновенно крайне незначительна и неточность можетъ быть исправлена перестановкой центровъ окружностей. Такъ у насъ пришлось переставить центры  $З$  въ  $З'$ ,  $4-4'$  и  $3/4$  въ  $3/4'$  \*\*). При этомъ получились уже турбины съ вполне равными впускной и выпускной поверхностью.

Относительно выбора кривой очертанія выпускной кромки, которая должна лежать на поверхности вращенія кривой  $AR$ , надо замѣтить, что она можетъ быть какъ плоской, такъ и двойной кривизны.

На многихъ первоклассныхъ турбиностроительныхъ заводахъ ее для простоты берутъ всегда плоской, лежащей или въ осевой плоскости (средняя реакція) или въ плоскости параллельной оси (сильная реакція). Главное условіе выбора этой кривой состоитъ въ томъ, чтобы получить поверхность лопатки плавной и для всѣхъ струекъ турбины, по крайней же мѣрѣ для крайнихъ, пути почти одинаковой длины.

Мы имѣли раньше скорость во всасывающей трубѣ  $C_0=1,4$  метра; скорости же  $V_2$  должна быть нѣсколько больше, такъ какъ въ мѣстѣ выпуска воды лопатки загромаждаютъ свободное пространство трубы.

Загроможденіе лопатками всасывающей трубы составляетъ при желѣзныхъ лопаткахъ 15%, при чугунныхъ 20—25%

Число лопатокъ удобно брать по слѣдующей таблицѣ.

|   |           |     |     |      |      |      |
|---|-----------|-----|-----|------|------|------|
| Наружный діаметръ рабочаго колеса $D$ , въ м.м. = | . . . . . | 400 | 600 | 1000 | 1500 | 3000 |
| Число лопатокъ рабочаго колеса .                  |           | 12  | 14  | 18   | 24   | 32   |
| Число лопатокъ направляющаго аппарата . . . . .   |           | 14  | 16  | 20   | 26   | 34   |

\*) Baashuus Zeitschrift D. V. D. Jn. 1901; Seite 1902).

\*\*) Дробями обозначены центры пунктирныхъ дугъ.



Предполагая лопатки желѣзныя, мы найдемъ приблизительно  $V_2 = 1,6$  метра. Такъ какъ  $U_1$  а слѣдовательно и  $U_2$  для каждой точки намъ извѣстно изъ отношенія  $\frac{U_1}{U_2} = \frac{r_1}{r_2}$  то мы въ состояннн теперь для каждой струйки построить выходной треугольникъ скоростей.

Возьмемъ струйку на поверхности 6А; вышеупомянутый соотвѣтствующій конусъ будетъ имѣть образующую А М и вершину М.

А А<sub>1</sub> есть часть развернутаго основанія, на этой разверткѣ построены треугольники скоростей и выстроены концы лопатокъ.

Подобное построение необходимо сдѣлать для всѣхъ пяти среднихъ струекъ и двухъ крайнихъ на ободьяхъ колесъ.

Замѣтимъ, что нижнія элементарныя турбины на нашемъ чертежѣ имѣютъ среднія струйки 33, 22, 11 и лежащими въ нижней своей части на цилиндрической поверхности, подобно тому, какъ и струйки оR, а потому и концы струекъ придется вычерчивать на цилиндрической поверхности, т. е. какъ въ осевой турбинѣ.

Для избѣжанія потери времени слѣдуетъ стараться по возможности выстроить большую часть лопатки, по крайней мѣрѣ всю ту часть, которая лежитъ на цилиндрической поверхности. Въ случаѣ неудачнаго выбора кривой очертанія выпускной кромки, профиль лопатки можетъ получиться такого вида, который укажетъ достаточно ясно на необходимость измѣненія кривой, и поэтому сократится дальнѣйшая напрасная затрата труда.

По построеннымъ угламъ выпускныхъ кромокъ наносятъ по сказанному раньше ихъ горизонтальныя проэкции и строятъ горизонтальныя проэкции самыхъ струекъ, при чемъ недостающія части отъ руки. Проэкции эти О'Р', О'F', О'Е, ОD', О'С', О'В', О'А'. Затѣмъ на горизонтальной проэкции берутъ сѣкущія осевыя плоскости N' I, N' II, N' III, N' IV, N' V.

Сѣченіе поверхности лопатки этими плоскостями нанесены на вертикальную проэцію, вращая эти плоскости до совпаденія съ плоскостью чертежа. Получены кривыя I I, II II, III III, IV IV, V V, которыя достаточно плавны и расположены въ извѣстной планомѣрности. Если бы этого не было и кривыя представляли бы крутые изгибы, пришлось бы профиль измѣнить.

Для выполненія лопатки на практикѣ слѣдуетъ выполнить ея модель. Наиболѣе распространенный способъ (хотя далеко не единственный) состоитъ въ проведеннн ряда сѣкущихъ перпендикулярныхъ оси турбины плоскостей k, h, g, f, e, d и т. д. (смотри черт. 12 вертикальная проэція), эти плоскости проводятъ въ нижней части лопатки,

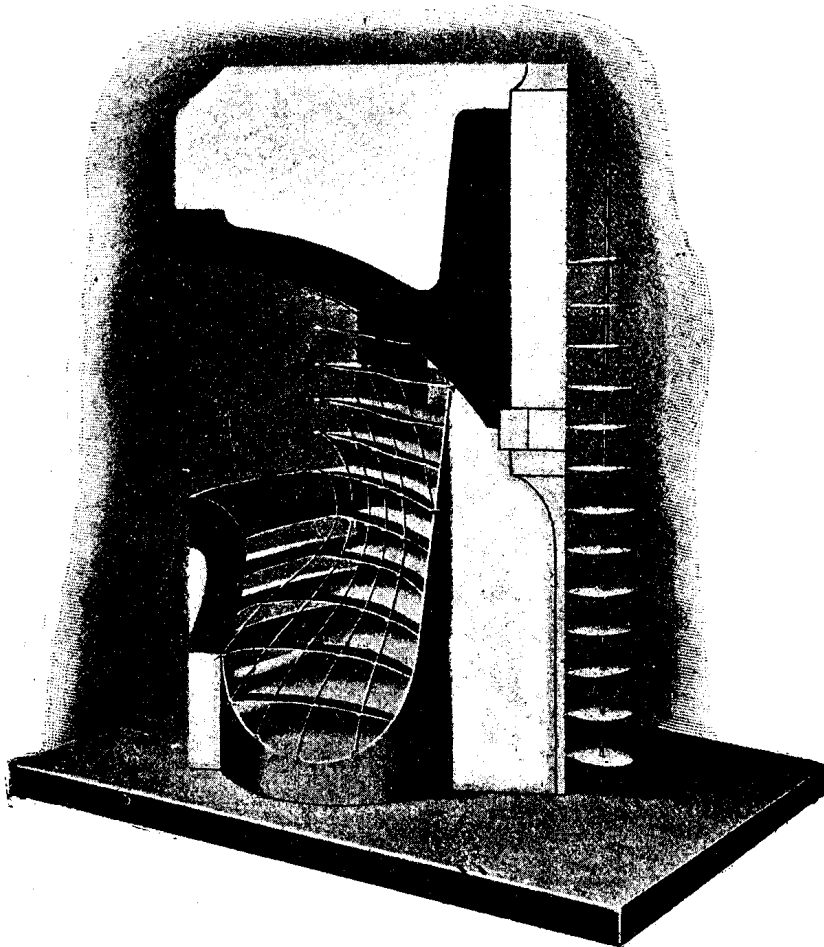
гдѣ кривизна значительная на разстояніи  $15 \text{ м}/\text{м}$ , въ верхней достаточно на разстояніи  $30 \text{ м}/\text{м}$ ; затѣмъ находятъ пересѣченіе этихъ плоскостей съ поверхностью лопатки.

Для нахождения линій пересѣченія отмѣчаютъ на горизонтальной проекціи точки пересѣченія струекъ и линій I I, II II, III III, IV IV, V V съ взятыми плоскостями. Соединивъ соотвѣтствующія точки, получимъ въ планѣ рядъ кривыхъ (эти кривыя у насъ обозначены буквами одноименными съ образующею ее сѣкущею плоскостью (съ прибавкой знака'), представляющихъ ни что иное, какъ рядъ топографическихъ горизонталей.

Теперь берутъ дощечки такой толщины, какъ разстояніе между сѣкущими плоскостями, на каждой дощечкѣ вычерчиваютъ одну горизонталь и обрѣзаютъ пилой по ней, затѣмъ накладываютъ одну дощечку на другую въ порядкѣ слѣдованія горизонталей и склеиваютъ.

Для полученія модели поверхности лопатки слѣдуетъ телько обрѣзать выдающіеся углы, и для точности провѣрить углы элементарныхъ турбинъ шаблонами, вырѣзанными изъ жести.

Чер. 13.



Черт. 13 представляетъ модель поверхности лопатки для демонстраціи. Проволоки—это струйки; листы картона—это сѣкущія горизонтальныя плоскости; всѣ они обрѣзаны по линіямъ пересѣченія съ поверхностью лопатки.

Лопатки направляющаго аппарата строятся обыкновенно такъ, что выпускныя ихъ кромки очерчены по логарифмической спирали, чѣмъ вода принуждается двигаться

по логарифмической спирали; но мы знаем, что разъ у одной окружности кольца установилось такое движеніе, то вода имѣетъ естественное стремленіе сохранить его и во всемъ кольцѣ; характеръ этого движенія распространяется и на весь сосудъ, въ которомъ стоитъ направляющій аппаратъ. Лопатки дѣйствуютъ лучше всего, если онѣ не препятствуютъ этому естественному движенію; при этомъ онѣ могутъ быть сдѣланы сравнительно короткими.

Опытъ показываетъ, что при такихъ лопаткахъ получается потеря меньше, чѣмъ при лопаткахъ старыхъ системъ, когда полагалось, что вступленіе воды въ направляющій аппаратъ должно быть направлено по радіусу. Направляющія лопатки новѣйшаго типа съ осью вращения изображены на чертежѣ 12.

Согласно предыдущему расчету уголъ наклона ихъ къ окружности выпускныхъ кромокъ  $\alpha = 20^\circ$ .

Между рабочимъ колесомъ и концами направленія лопатокъ оставленъ значительный промежутокъ для того, чтобы имѣть достаточно мѣста повернуть лопатки при работѣ на всю силу.

### Проѣрка спроектированной турбины.

И такъ, турбина у насъ рассчитана и все относящееся къ построению лопатокъ рабочаго колеса вычерчено; для расчета мы задались заранѣ гидр. конфиц. пол. дѣйст.  $\varphi$ . Теперь слѣдуетъ этотъ коэффициентъ подсчитать по болѣе точнымъ формуламъ и убѣдиться, не взятъ ли онъ слишкомъ большимъ. Для этого взявъ равенство (20)

$$\varphi H = H - \left( K_1 + K_2 + \frac{V_2^2}{2g} \right)$$

Найдемъ болѣе точно правую часть, опредѣляя отдѣльно всѣ члены входящіе въ него:

$$\begin{aligned} \text{У насъ } H &= 2 \text{ метра; } K_1 = K_1' + K_1'' = 0 + K_1'' = (0,1 + \\ &+ \left( \frac{22,5}{172,5} \right)^2 \cdot \left( \frac{172,5}{150} \right)^2 \cdot \left( \frac{405}{440} \right)^2 \cdot \left( \frac{100}{97} \right)^2 \cdot \frac{4,2^2}{2,9,81} = 0,134 \end{aligned}$$

метра (смотри уравн. 17).

Для опредѣленія  $K_2$  входитъ скорость  $W_2^2$ , (уравн. 18) различная для каждой элементарной турбины; для полученія средней величины слѣдуетъ значеніе  $W_2^2$ , для пяти среднихъ струекъ сложить и раздѣлить на 5, тогда получимъ среднее значеніе и его введемъ въ выраженіе (18). Всѣ скорости  $W_2$ , мы беремъ изъ выпускныхъ треугольниковъ скоростей для среднихъ струекъ. Однако для большей надеж-

ности можно взять за среднее также и самое большое изъ  $W_2 = 4$  получимъ тогда:

$$K_2 = 0,1 \cdot \frac{4^2}{2,9,81} = 0,08$$

$$\text{Потеря } K_3 = \frac{V_2^2}{2g} = \frac{1,6^2}{2,9,81} = 0,13$$

а потому  $\varphi \cdot H = 2 - (0,134 + 0,08 + 0,13) = 1,656$ , откуда

$$\varphi = \frac{1,656}{H} = \frac{1,656}{2} = 0,828.$$

Это значеніе для  $\varphi$  выведено съ большою надежностью, мы же предполагали  $\varphi = 0,81$ . т. е. еще меньше, а потому можемъ быть увѣрены въ хорошемъ дѣйстви турбины при нормальной ея работѣ.

### **Дѣйствіе турбины при различныхъ раскрытѣяхъ направляющихъ каналовъ.**

У насъ остается невыясненнымъ вопросъ о дѣйстви турбины при различныхъ поворотахъ лопатокъ.

Такъ какъ турбина обыкновенно должна работать на одно и тоже число оборотовъ при различныхъ нагрузкахъ, то мною и изслѣдованъ этотъ вопросъ для случая постояннаго, нормальнаго числа оборотовъ.

При перемѣнившемся раскрытіи каналовъ мѣняется очевидно расходъ; въ пропорціи измѣненія расхода мѣняется и  $W_2$ . Если же число оборотовъ остается прежнимъ, то нормальность вытекания изъ рабочаго колеса нарушается. Кромѣ того вода, входя подъ инымъ угломъ и съ иной скоростью  $V_1$ , должна встрѣчать при вступленіи въ рабочее колесо ударъ.

Всѣ величины, о которыхъ здѣсь рѣчь, мѣняются для всякой элементарной турбины различно и того равенства впускныхъ и выпускныхъ скоростей для всѣхъ элементарныхъ турбинъ, какъ было раньше при нормальномъ дѣйстви, уже нѣтъ.

Вслѣдствіе ненормальности вытекания воды во всасывающей трубѣ получается нѣкоторое вихтообразное движеніе, потеря отъ чего сильно возрастаетъ. (По мнѣнію нѣкоторыхъ конструкторовъ всасывающія трубы, раздѣленные осевыми перегородками, или трубы плоской формы, какъ это бываетъ при бетонныхъ трубахъ, дѣйствуютъ въ этомъ случаѣ лучше). Потеря эта однако съ большою надежностью, какъ и раньше, можетъ быть принята  $= \frac{V_2^2}{2g}$ , при чемъ  $V_2$  конечно имѣетъ уже свое значеніе, особое для всякаго случая.

Въ случаѣ ненормальности вытекания и ударнаго входа работа  $L$ , передаваемая, однимъ килограммомъ воды, выражается какъ извѣстно формулой

$$L = \frac{1}{g} (U_1 \cdot V_1 \cdot CS\alpha - U_2^2 + U_2 \cdot W_2 \cdot CS\gamma) \dots (23)$$

Работа эта должна равняться напору за вычетомъ всѣхъ потерь. Потери состоятъ (черт. 6):

1) Изъ потерь на участкѣ  $AI$  (смотри черт.), которыя были выражены нами черезъ  $K_1$ .

2) Изъ потери на ударъ при вступленіи въ рабочее колесо; раньше эта потеря при нормальномъ дѣйствіи турбины отсутствовала.

3) Изъ потери при прохожденіи черезъ рабочее колесо на пути  $I$   $II$ , эту потерю мы обозначаемъ  $K_2$ .

4) И изъ потери во всасывающей трубѣ по допущенному  $= \frac{V_2^2}{2g}$ .

Для опредѣленія  $K_1$  служитъ выраженіе (17); коэффициентъ въ данномъ случаѣ будетъ другой, чѣмъ прежде. Этотъ коэффициентъ характеризуетъ главнымъ образомъ треніе въ направляющемъ каналѣ, которое имѣетъ самое высшее значеніе у мѣста наибольшей скорости т. е. у выпускной щели. При небольшихъ измѣненіяхъ канала можно принимать, что этотъ коэффициентъ мѣняется прямо пропорціонально величинѣ  $\frac{P}{F}$ , гдѣ  $P$  периметръ выпускнаго отверстия, а  $F$  выпускная

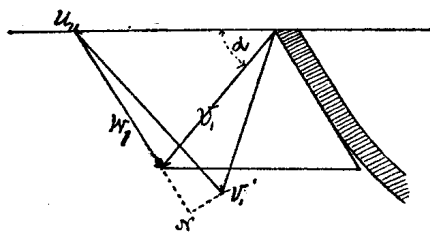
площадь. Такъ какъ для каждаго открытаго канала  $\frac{P}{F}$  можетъ быть найдено, то и  $\mathcal{J}$  опредѣлится. Однако, при очень малыхъ раскрытіяхъ лопатокъ каналъ, уподобляясь насадку, долженъ давать значительно благоприятнѣе результаты, причемъ  $\mathcal{J}$  очень мало, какъ и у коническаго насадка.

Отношеніе  $\frac{q}{Q}$ , для малыхъ расходовъ больше, чѣмъ для большихъ. Въ самомъ дѣлѣ: скорость протеканія черезъ щель зависитъ отъ проталкивающаго давленія опредѣляемаго по уравненію (21). Если положить, что это проталкивающее давленіе остается постояннымъ для всякихъ раскрытій каналовъ (на самомъ дѣлѣ оно немного мѣняется), то и расходъ  $q$  долженъ быть постояненъ, но  $Q$  при этомъ конечно мѣняется, значитъ отношеніе  $\frac{q}{Q}$  должно возрасти при малыхъ расходахъ.

Пользуясь изложенными соображеніями, и взявъ недостающія величины по чертежу, мы въ состояніи опредѣлить по выраженію (17)— $K_1$  для всякаго раскрытія направляющихъ каналовъ.

Для опредѣленія удара при вступленіи въ рабочее колесо возьмемъ (чертежъ 14). Пусть  $U_1$  есть линейная скорость вращенія, всегда постоянная;  $V_1$  абсолютная скорость вступленія при нормальной работѣ: тогда слагающая  $W_1$  направлена по лопаткѣ.

Чер. 14.



Пусть затѣмъ вмѣсто скорости  $V_1$  имѣемъ  $V_1'$ , эта скорость разложится на  $U_1$  и относительную  $\overline{U_1 V_1'}$ , относительная  $\overline{U_1 V_1'}$  въ свою очередь разложится на  $U_1 N$  по лопаткѣ и  $NV_1'$  перпендикулярно къ ней; эта послѣдняя терется отъ удара:

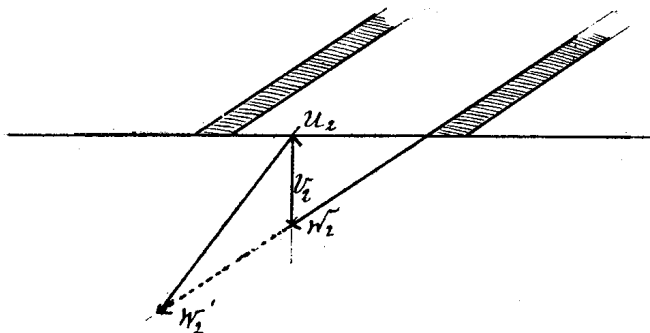
$$\text{потеря} = \frac{\overline{NV_1'}^2}{2}.$$

Отрѣзокъ  $\overline{NV_1'}$ , можетъ быть опредѣленъ построениемъ, а слѣдовательно найдена и эта потеря.

Потеря  $K_2$  опредѣляется въ зависимости отъ  $W_2$ , но если намъ извѣстно новое  $V_1$ , то извѣстно и новое  $Q$ , а такъ какъ каналъ рабочаго колеса не измѣненъ, то  $W_2$  измѣняется пропорціонально  $Q$ , т. е. всегда можетъ быть опредѣлено. Коэффициентъ  $\xi_1$  какъ зависящій только отъ вида канала, остается неизмѣняемымъ.

Теперь обращаемся къ выходному треугольнику (смотри черт. 15).

Чер. 15.



Скорость  $U_2$  постоянна,  $W_2$  есть нормальное значеніе скорости, при которой  $V_2$  перпендикулярно къ окружности выпускной кромки. Если теперь вмѣсто  $W_2$  мы получимъ  $W_2'$ , тогда скорость  $V_2$  обращается въ  $\overline{U_2 W_2'}$ .

Всѣ потери такимъ образомъ представляются:

$$K_1 + K_2 + \frac{\overline{NV_1'}^2}{2g} + \frac{\overline{U_2 W_2'}^2}{2g}$$

и уравненіе 23 приметъ видъ:

$$\begin{aligned} \varphi H = \frac{1}{g} (V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha - U_2^2 + U_2 W_2 \cdot \cos \gamma) = H - (K_1 + K_2 + \\ + \frac{\overline{NV_1'}^2}{2g} + \frac{\overline{U_2 W_2'}^2}{2g}) \dots \dots 24 \end{aligned}$$

къ этому уравненію еще должно быть добавлено уравнение для нахождения расхода:

$$Q = \pi \cdot D_1 \cdot b \cdot V_1 \cdot \sin \alpha \dots \quad (25)$$

Опредѣливъ изъ (24) гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія, а изъ (25) расходъ  $Q$  легко найти всю работу турбины. Трудность при разрѣшеніи уравненія (24) состоитъ въ томъ, что кромѣ неизвѣстнаго намъ новаго  $V_1$  въ него входятъ выраженія представляющіе явныя и неявныя функции  $V_1$ , нѣкоторыя изъ которыхъ мы нашли только лишь построениемъ. Рѣшеніе поэтому должно быть произведено интерполяціей, черезъ постоянный подборъ  $V_1$ .

Кромѣ того, такъ какъ, согласно раньше замѣченному, всѣ элементарныя турбины имѣютъ каждая свою особую скорость  $V_1$ , то уравненіе (24) пришлось бы прилагать для всѣхъ элементарныхъ турбинъ и взять изъ нихъ среднее значеніе для  $V_1$ . Для простоты однако достаточно ограничиться только лишь двумя крайними элементарными турбинами, верхней и нижней и взять изъ нихъ среднее значеніе.

### Числовой примѣръ.

Для примѣра опредѣлимъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія и всю силу турбины при полномъ открытіи лопатокъ, когда уголъ  $\alpha = 30^\circ$  (черт. 12 отд. листъ). Для перваго приближенія примемъ  $V_1 = 4$  метра, при этомъ значеніи мы опредѣлимъ отдѣльно выраженіе:

$$\frac{1}{g} (V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha - U_2^2 + U_2 \cdot W_2 \cdot \cos \alpha), \text{ затѣмъ выраженіе:}$$

$$H - (K_1 + K_2 + \frac{N V_1'^2}{2g} + \frac{U_2 W_2'^2}{2g}) = H - \sum \text{потерь;}$$

если эти величины окажутся равными, то  $V_1$  взято надлежащимъ, въ противномъ же случаѣ надо  $V_1$  взять другое.

Беремъ сперва верхнюю турбину 6 А33'.

Уголъ  $\alpha = 30^\circ$ ,  $V_1 = 4$ , (по уравненію 25),  $Q = 920$  литр.

Т. к. нормально  $Q = 600$  лит., то  $W_2' = W_2 \frac{920}{600} = 1,53 W_2$ .

Построивъ выпускные треугольники скоростей для верхней элементарной турбины найдемъ  $W_2' = 3,8$  метра.  $V_2 = 2,4$  метра.

Взявъ входной треугольникъ скоростей, подобно тому, какъ это сдѣлано на чертежѣ 14, опредѣлимъ потерянную на ударъ относительную скорость  $= 0,5$  мет.; откуда

$$\frac{N V_1'^2}{2g} = 0,02.$$

Взявъ затѣмъ  $\mathcal{J}$ , и потерянный расходъ  $q$  въ процентахъ, для большей надежности прежними, получимъ:

$$K_1 = \left[ 0,1 + \left( \frac{12}{162} \right)^2 \right] \left( \frac{162}{150} \right)^2 \cdot \left( \frac{405}{412} \right)^2 \cdot \left( \frac{100}{97} \right)^2 \cdot \frac{V_1^2}{2g} =$$

$$= 0,12 \frac{V_1^2}{2g} = 0,1.$$

$$K_2 = 0,1 \cdot \frac{3,8^2}{2g} = 0,075$$

Потеря во всасыв. трубы:

$$\frac{V_2'^2}{2g} = \frac{2,4^2}{2g} = 0,325.$$

А потому:

$$H - \sum \text{потерь} = H - (0,1 + 0,075 + 0,02 + 0,325) = H - 0,520 =$$

$$= 2 - 0,520 = 1,48.$$

выраженіе же:

$$\frac{1}{g} (V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha - U_2^2 + U_2 W_2 \cos \gamma) = \frac{1}{9,81} (3,8 \cdot 4 \cdot \cos 30^\circ - 2^2 +$$

$$2 \cdot 3,8 \cdot \cos 37^\circ) = 1,6.$$

Такъ какъ оба выраженія не равны, то слѣдуетъ измѣнить  $V_1$ .

Взявъ  $V_1 = 3,8$  по уравненію 25, получимъ  $Q = 875$  литр.

Въ этомъ случаѣ

$$H - \sum \text{пот.} = 1,52$$

$$\frac{1}{g} (V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha - U^2 + U_2 W_2 \cos \gamma) = 1,5$$

Удовлетворяясь такимъ приблизительнымъ равенствомъ, имѣемъ по уравненію (24)

$$\varphi H = 1,5;$$

$$\text{откуда } \varphi = \frac{1,5}{H} = \frac{1,5}{2} = 0,75$$

и такъ, для верхней турбины при полномъ открытіи будемъ имѣть:

$$\varphi = 0,75 \text{ и } V_1 = 3,8.$$

Подобнымъ образомъ для нижней турбины  $\psi\psi$  о R найдемъ при полномъ открытіи

$$\varphi = 0,77 \quad V_1 = 3,6$$



Какъ среднія значенія для всей турбины, примемъ:

$$\varphi = 0,76 \quad V_1 = 3,7.$$

Расходъ при этомъ  $Q = \pi D_1 \cdot b \cdot V_1 \cdot \sin 30^\circ = 0,854$  куб. метра.

Для нормальной работы турбины мы брали, при полномъ коэффициентѣ полезнаго дѣйствія  $\eta = 0,75$ , гидравлическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія,  $\varphi = 0,81$ .

Если теперь при  $\varphi = 0,76$  возьмемъ  $\eta = 0,7$ , то при расходѣ 854 литра получимъ работу на валу турбины  $\frac{854 \cdot 2}{75} \cdot 0,7 = \approx 16$  силъ.

### Практическій приемъ опредѣленія раскрытїя лопатокъ при различной работѣ турбины.

Только что описанный приемъ опредѣленія работы турбины при различныхъ раскрытїяхъ лопатокъ нѣсколько кропотливъ.

Трудъ можно значительно упростить, если пользоваться данными, добытыми опытомъ. На основанїи опытовъ можно составить \*) для турбинъ разсчитываемыхъ по типу нашей слѣдующую табличку.

| Расходъ воды<br>черезъ колесо турбины. | maxim.   | $\frac{3}{4}$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{4}$ |
|--|----------|---------------|---------------|---------------|
| Пол. Коэф. пол. д.: $\eta$ . .         | 0,7—0,75 | 0,8—0,75      | 0,7—0,75      | 0,65—0,7      |
| Гидравл. к. п. д.: $\varphi$ . .       | 0,75—0,8 | 0,85—0,8      | 0,8—0,75      | 0,75—0,7      |

Уравненіе 24 напишемъ въ видѣ:

$$\varphi H = \frac{1}{g} (V_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha - U_2^2 + U_2 \cdot W_2 \cdot \cos \gamma) \dots (26)$$

здѣсь  $\varphi$  выберемъ по табличкѣ,  $W_2$  опредѣлится по новому расходу:

$$Q = \frac{N \cdot 75}{H \cdot \eta} \dots (27)$$

подставивъ найденное  $W_2$  въ уравненїи (26), найдемъ  $(V_1 \cdot \cos \alpha)$ ; но съ другой стороны:

$$Q = \pi D_1 \cdot b \cdot V_1 \cdot \sin \alpha \dots (28)$$

откуда найдемъ  $V_1 \cdot \sin \alpha$ ;

\*) (W. Müller. Die Francis-Turbinen. F. Prasil. Vergleichende Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen).

Отношение  $\frac{V_1 \cdot \sin \alpha}{V_1 \cdot \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha$ , есть тангенсъ угла подь котрымъ должна стоять лопатка при взятомъ нами  $\varphi$ , или согласно табличкѣ при соответствующемъ пропускѣ воды.

### Числовой примѣръ.

Обратимся еще разъ къ нашему примѣру (черт. 12).

При полномъ открытіи  $\eta = 0,7$ ;  $\varphi = 0,75$ ;  $N = 16$  силъ. По уравненію (27):  $Q = 854$  литровъ;

раньше  $Q = 600$  литровъ, поэтому  $W_2$  стало теперь больше въ  $\frac{854}{600} = 1,43$  разъ.

| Для верхней элементарной турбины<br>имѣемъ:          | Для нижней элементарной турбины.                  |
|--|---|
| $U_1 = 3,8$  | $U_1 = 3,8$                                       |
| $U_2 = 2$  | $U_2 = 3,4$                                       |
| $\sin \gamma = 0,8$                                  | $\sin \gamma = 0,9$                               |
| $W_2 = 2,5 \cdot 1,43 = 3,55$<br>изъ уравненія (26): | $W_2 = 3,7 \cdot 1,43 = 5,25$<br>изъ уравн. (26): |
| $V_1 \cdot \cos \alpha = 3,6$                        | $V_1 \cdot \cos \alpha = 3.$                      |

Изъ уравненія (28)  $V_1 \cdot \sin \alpha = 1,87$ .

Для первой элементарной турбины:

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,52$$

$$\alpha = 27^\circ 30'$$

Для второй элементарной турбины.

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,62$$

$$\alpha = 32^\circ$$

Среднее значеніе для  $\alpha = \frac{32^\circ + 27^\circ 30'}{2} = 29^\circ 45'$ .

### Элементы вліяющіе на быстроту турбины.

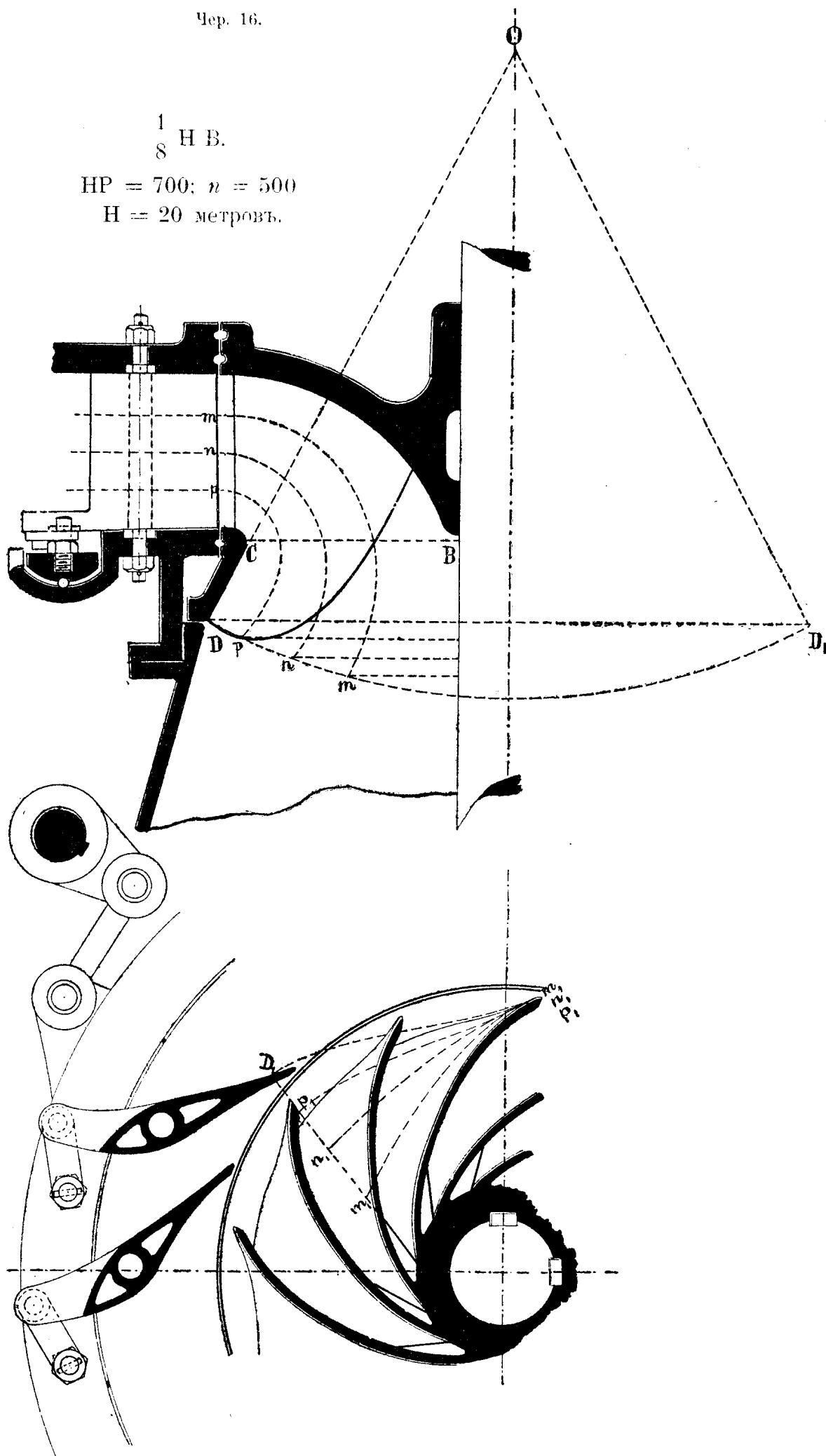
Заканчивая настоящую статью, считаю умѣстнымъ еще указать на средства достиженія максимальной скорости, что весьма важно для турбинъ, работающих при маломъ напорѣ:

1) Увеличеніе угла  $\beta$ , влечетъ за собою возрастаніе реакціи турбины, а слѣдовательно и возрастаніе скорости.

$\frac{1}{8}$  Н В.

HP = 700;  $n = 500$

H = 20 метровъ.



Высшій предѣлъ для существующихъ турбинъ Францисса  $\beta = 135^\circ$ .

Съ увеличеніемъ реакціи турбины возрастаетъ утечка черезъ зазоръ. Поэтому въ данномъ случаѣ особенно слѣдуетъ заботиться, чтобы щель между ободьями имѣла бы расширенія въ формѣ расточекъ, уменьшающихъ эту потерю.

Чер. 16 предст. лопатки съ весьма большимъ угломъ  $\beta$ .

2) Другое средство — это уменьшить наружный діаметръ рабочаго колеса: его берутъ до  $0,8D_0$  (черт. 16).

Въ этомъ случаѣ часть нижняго обода турбины выполняется по конусу.

Вода въ этой части движется по радіусамъ шара, центръ котораго вершина конуса  $O$ . Скорости для всѣхъ точекъ каждой шаровой поверхности одного радіуса равны.

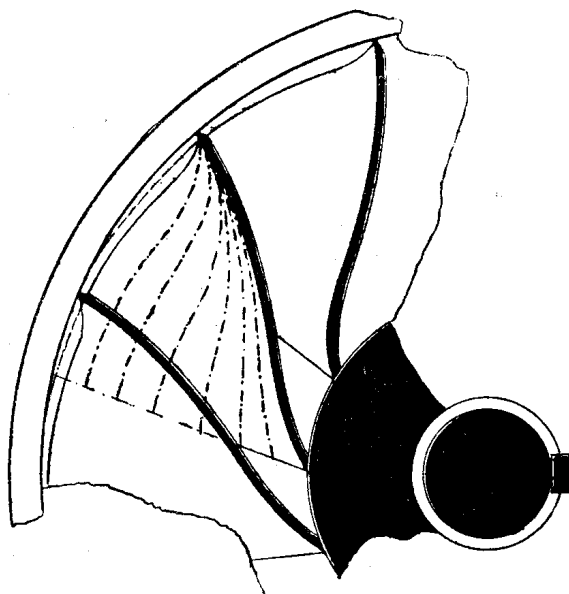
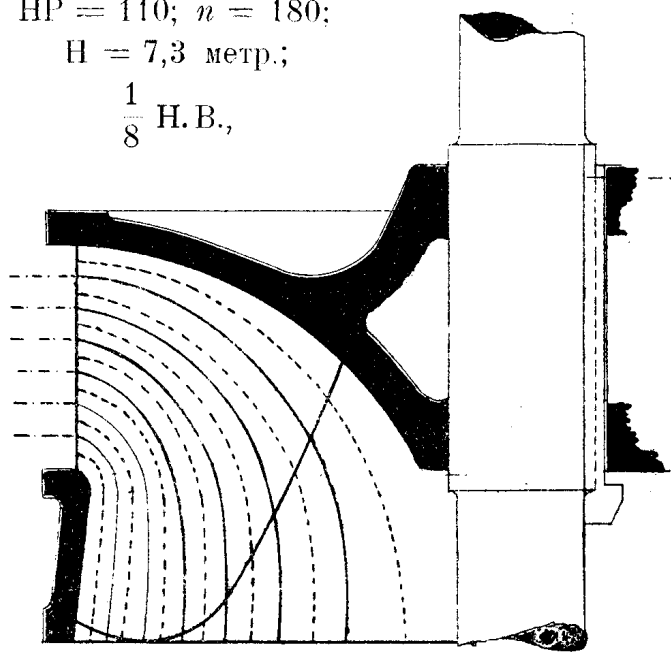
При расчетѣ такой турбины (чер. 16), для раздѣленія турбины на равные въ поперечномъ сѣченіи слои, часть  $BC$  радіуса, перпендикулярнаго оси, дѣлятъ на отрѣзки такъ, какъ выше было указано; въ той же части, гдѣ движеніе совершается по радіусамъ шара, приходится поверхность шара дѣлить на пояса съ одинаковою поверхностью, что весьма легко, вспомнивъ, что поверхности поясовъ съ равными высотами равны. Если обратить вниманіе на ту скорость воды,

Чер. 17.

$$HP = 110; n = 180;$$

$$H = 7,3 \text{ метр.};$$

$$\frac{1}{8} \text{ Н.В.},$$

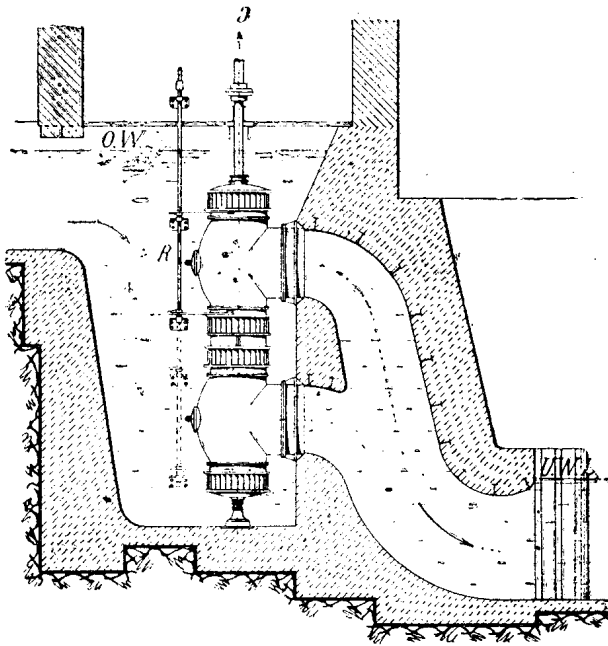


которая лежитъ въ осевой плоскости, то для только что указаннаго типа трудно избѣжать увеличенія этой скорости при подходѣ до самаго узкаго мѣста СВ, а затѣмъ опять уменьшенія ея.

Въ турбинѣ, проектированной на наибольшій коэф. пол. д., желательно, чтобы эта скорость на всемъ пути въ рабочемъ колесѣ постоянно уменьшалась.

Двойное измѣненіе скорости неизбѣжно влечетъ за собой значительную потерю. Потеря эта при слишкомъ большомъ уменьшеніи наружнаго діаметра неизбѣжна.

Чер. 18.



3) Уменьшеніе діаметра всасывающей трубы, а слѣдовательно увеличеніе  $V_2$ , влечетъ за собою также возрастаніе числа оборотовъ, но вмѣстѣ съ тѣмъ и большую потерю во всасывающей трубѣ.

Видимъ поэтому, что всѣ три приѣма влечутъ за собою увеличеніе потерь. Конечно, въ экстренныхъ случаяхъ они примѣняются всѣ три одновременно; нужно помнить однако, что коэффиціентъ полезнаго дѣйствія при этомъ понизится.

По заявленію главнаго инженера на одномъ изъ выдающихся заводовъ Швейцаріи, испытывающаго турбины въ собственной лабораторіи, для самыхъ быстроходныхъ типовъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія долженъ принимать на 7% менѣе противъ обыкновеннаго.

Чер. 17 представляетъ турбинное колесо съ отнош. діаметр.  $\frac{D_0}{D_1} = 1$ .

Единственное средство, не уменьшающее коэффиціента полезнаго дѣйствія и увеличивающее число оборотовъ, это посадка на валъ, вмѣсто одной турбины, двухъ, трехъ и т. д. съ силою въ 2—3 и т. д. раза меньшей, хотя понятно при этомъ стоимость сооруженія значительно возрастаетъ.

Такія конструкціи получаютъ все большее распространеніе, схема такого устройства показана на чертежѣ 18.

Очевидно, что и самые быстроходные типы могутъ располагаться по указанной схемѣ.

