Проф. В. Н. Пинегин.

Турбина Banki и ее теоретический коэффициент полезного действия.

Конец 19-го и начало 20-го столетия, приблизительно до 1918 г., можно отметить, как время затишья в появлении новых форм водяных турбин. Как теория, так и практика, повидимому, занимались исключительно вопросами расширения областей применения и улучшения качеств двух уже успевших зарекомендовать себя типов турбин—Pelton'a и Francis'a. Действительно, успехи, достигнутые [1]) в этом направлении, превзошли все ожидания: явилась возможность повысить коэффициент полезного действия турбин Francis'a до 0.937, турбин Pelton'a до 0,90, мощность отдельных аггрегатов поднялась для турбин Francis'a до 55000 л. с., для турбин Pelton'a до 30000 л. с.; с другой стороны, теже самые турбины изготовляются мощностью до десятых долей лошадиной силы; благодаря таким техническим возможнсстям и значительно расширившимся пределам быстроходности, явилась полная возможность для всех случаев утилизации водной энергии обходиться только этими двумя типами турбин, причем выбор того или другого типа, сообразно местным условиям, не представляет никаких затруднений. Казалось, что наука и техника в области турбиностроения дошла до такого совершенства, что дальше итти уже некуда. Но вот с 1918 года начинают неожиданно появляться новыя формы турбин, и притом турбин, по некоторым своим качествам, мало уступающим прежним формам.

Оставляя в стороне такие турбины, как Hydraucon-Francis турбину [2]) и турбину Moody [3]), из которых первая по существу отличается от турбины Francis'a только особой формой всасывающей трубы, а вторая является переходной формой от турбин Francis'a к указываемой ниже турбине Kaplan'a, остановимся несколько подробнее на следующих трех типах турбин, действительно представляющих большие особенности: турбинах Kaplan'a, Lawaczeck'a и Banki.

Первые две турбины относятся к группе, так называемых, турбин с сверхдавлением, или по старой номенклатуре реактивных, последняя к группе турбин без давления, или активных.

Турбина Kaplan'a, носящая одно время название турбины Nagler'a [4]), может по форме своего рабочего колеса быть названа пропеллер-турбиной, так как лопатки, число которых в ней доведено до минимального—4, имеют действительно форму лопастей пропеллера. Благодаря такому ограниченному ко-

---

[1]) В. Н. Пинегин. Утилизация водной энергии в ее прошлом и настоящем. Вестник Сибирских инженеров. 1922 г. № 1.

[2]) Zeit. des Vereines d. Ingenieure. Festnummer zur Kasseler Hauptversamlung 1921.

[3]) Zeit. des Vereines d. Ingenieure. 1922, стр. 852, а также Zeit. des Vereines d. Ing. 1923, стр. 136.

[4]) В своей статье «Утилизация водной энергии в ее прошлом и настоящем» я назвал эту турбину турбиной Nagler'a, в настоящее время приоритет изобретения установлен за Kaplan'ом, см. по этому поводу Zeit. d. Ver. d. Ing. 1921 № 8, стр. 190 и Zeit. d. Ver. d. Ing. 1921. № 22, стр. 587.

личеству лопаток, ведение воды между ними по общепринятой теории турбин является совершенно недопустимым: до последнего времени считалось не только не правильным, но и невозможным уменьшать число и ширину лопаток до того, чтобы в состоянии покоя турбины вода могла проходить между лопатками, даже не соприкасаясь с ними. Однако, в турбине Kaplan'а такой проход воды, действительно возможный в состоянии ее покоя, совершенно исключается во время ее работы, благодаря чрезвычайно высокому числу ее оборотов и взаимному взаимодействию друг на друга водяных частиц; чрезвычайно высокое число оборотов и составляет достоинство этой турбины. Коэффициент быстроходности турбин Kaplan'а доведен в настоящее время до 2000 (приведенное число оборотов—550), хотя правда оффициальные опыты известны только для турбин с быстроходностью 700—1200 (приведен. числа оборотов 190—330), при чем оказалось, что при быстроходностях в 700—800 коэффициент полезного действия имел значение 0,839, а при быстроходностях в 1200 коэффициент полезного действия не превосходил 0,775 [1]).

В самое последнее время Kaplan свою турбину значительно усовершенствовал, сделав лопатки рабочего колеса поворотными, чем достигнута неизменность коэффициента полезного действия турбины при переменном режиме. Область применения турбин Kaplan'а—малонапорные установки.

Турбина Lawaczeck'а имеет также весьма ограниченное число лопаток и при том лопаток весьма своеобразной формы: поверхность их представляет винтовую поверхность, производящая которой есть парабола. Благодаря значительно большей длине лопаточных поверхностей, правильное ведение воды между лопатками здесь совершенно обеспечено, и свободного прохода воды, как между лопатками в турбине Kaplan'а, уже не существует. Коэффициент быстроходности турбин Lawaczeck'а колеблется в пределах 450—800 (приведенное число оборотов 120—220). Коэффициент полезного действия такой турбины при испытании ее в Шарлоттенбурге оказался равным 0,87 [2]). Область применения турбины Lawaczeck'а—для таких малых напоров, для которых даже самые быстроходные турбины Francis'а становятся уже не применимыми.

Турбина Banki представляет из себя ничто иное, как водяное колесо, к которому вода подводится по широкому, но очень малому по высоте прямоугольному соплу снаружи; пройдя по изогнутым лопаткам колеса, и отдав последнему часть своей энергии, отработавшая вода поступает внутрь колеса и снова направляется уже изнутри к лопаткам, отдав которым следующую часть энергии, выходит, наконец, наружу. Таким образом, вода в турбине Banki работает как бы по принципу двойного действия, чем, с одной стороны, значительно может быть понижена потеря при выходе воды из колеса, а с другой стороны, рабочее колесо делается независимым в своем диаметре, благодаря возможности значительного уширения колеса, от количества воды; последнее обстоятельство дает возможность сообщать колесу чрезвычайно высокие числа оборотов и значительно уменьшать его вес (до 1 кг. на 1 л. с. [3]).

В этой возможности уменьшения веса турбины, а равно и в высоком коэффициенте полезного действия (достигает до 0,92) лежит преимущество турбины Banki перед турбиной Pelton'а. По своей применимости турбина Banki захватывает в значительной мере области применения как турбин Pelton'а, так и Francis'а. Ввиду чрезвычайного интереса, который представляет из себя турбина Banki, в силу указанных ея свойств, я, не останавливаясь пока на других вышеперечисленных турбинах, в настоящей статье делаю попытку теоре-

---

[1]) Mitteilungen über Bremsungen des Kaplan-Turbinen-Konzernes in Brünn. Die Wasserkraft. 1922. H. № 4, стр. 73.

[2]) Budau. Neuere Turbinen Konstruktionen. Die Wasserkraft. 1922. H. № 3, стр. 46 и след.

[3]) Ibid.

тического исследования этой турбины, главным образом, ее коэффициента полезного действия, тем более, что такового, на сколько мне известно, до настоящего времени не было сделано. Прежде всего, не трудно показать, что и турбина Banki удовлетворяет тому основному соотношению между количеством рабочей воды (Q в $м^3$/ сек.), напором (H в м.), числом оборотов в минуту (n) и приведенным числом оборотов (n_0), которому подчиняются турбины Francis'а и Pelton'а [1]):

$$n = n_0 \frac{\sqrt[4]{H^3}}{\sqrt{Q}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

В самом деле, очевидно, что и для данного колеса, как и для других колес, окружная скорость (u_1) может быть представлена соотношением:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \lambda_0 \sqrt{2gH}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

где, кроме указанных уже обозначений, D_1 обозначает наружный диаметр колеса в метрах, а λ_0—коэфициент, принимаемый обыкновенно равным 0,44—0,46; из последнего соотношения имеем

$$n = \frac{60\lambda_0 \sqrt{2gH}}{\pi D_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

Так как, далее, называя ширину отверстия сопла через b, а высоту его через a, всегда, с одной стороны, можем положить

$$\frac{a}{b} = m, \frac{b}{D_1} = k, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

а с другой стороны, очевидно, называя скорость вытекания воды из сопла через c_0, причем $c_0 = \varphi\sqrt{2gH}$, где $\varphi \backsim 0{,}96—0{,}98$, имеем

$$Q = ab\, c_0,$$

то, подставляя в последнее соотношение значения a и b из (4) и значение c_0, получим

$$Q = mb^2 \varphi \sqrt{2gH} = mk^2 D_1{}^2 \varphi \sqrt{2gH}; \quad \ldots\ldots (5)$$

подставляя теперь из последнего соотношения значение D_1:

$$D_1 = \frac{\sqrt{Q}}{k\sqrt{m\varphi}\sqrt[4]{2gH}} \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

в выражении (3) для n, имеем

$$n = \frac{60.\lambda_0 k \sqrt{m\varphi}.(2gH)^{3/4}}{\pi\sqrt{Q}} \quad \ldots\ldots\ldots (7)$$

Полагая в выражении (7) $Q = 1$ и $H = 1$, получим выражение для приведенного числа оборотов

$$n_0 = \frac{60\lambda_0 \sqrt{m\varphi} k (2g)^{3/4}}{\pi} \quad \ldots\ldots\ldots (8)$$

а деля соотношение (7) на (8), имеем

$$n = n_0 \frac{\sqrt[4]{H^3}}{\sqrt{Q}}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

что и требовалось доказать.

Посмотрим, теперь, какая связь должна существовать между скоростями течения воды по лопаткам колеса, окружными скоростями и элементами ко-

[1]) В. Н. Пинегин. Приведенное число оборотов у турбин Pelton'а. Известия Сибирских Инженеров. 1923. № 2.

леса турбины Banki. На черт. № 1 изображено схематически в разрезе рабочее колесо рассматриваемой турбины, при чем указаны обозначения всех скоростей течения воды, окружных скоростей и углов, делаемых лопатками с входными и выходными поверхностями. Согласно этого чертежа, прежде всего имеем

$$w_1{}^2 = u_1{}^2 + c_0{}^2 - 2\,u_1\,c_0 \operatorname{Cos}\alpha_0 = \lambda_0{}^2(2\,g\,H) + \varphi^2(2\,g\,H) - 4\,\lambda_0\,\varphi\,g\,H \operatorname{Cos}\alpha_0$$

откуда

$$w_1 = \sqrt{2gH}\,.\,\sqrt{\lambda_0{}^2 + \varphi^2 - 2\lambda_0\,\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0} \quad \ldots\ldots (10)$$

Если предположить далее, что абсолютная скорость выхода (c_2) воды во внутрь колеса нормальна к внутренней окружности колеса, то очевидно должно существовать соотношение

$$w_2{}^2 = u_2{}^2 + c_2{}^2,$$

при чем $u_2 = u_1 \dfrac{R_2}{R_1} \backsim \mu\,u_1$, обозначая отношение внутреннего радиуса (R_2) колеса к наружному (R_1) через μ. Со скоростью c_2 вода выходит с лопаток, проходит внутреннее пространство его и снова подходит к лопаткам, но уже из-нутри; при нормальности входа, очевидно, должно существовать соотношение

$$w_3{}^2 = u_2{}^2 + c_2{}^2,$$

откуда следует

$$w_2 = w_3,$$

что весьма вероятно. Так как далее скорость c_2 играет при входе в колесо из-нутри ту же роль, что и c_0 при входе снаружи, то мы должны положить

$$u_2 = \frac{\lambda_0}{\varphi}\sqrt{2g\frac{c_2{}^2}{2\,g}} = \frac{\lambda_0}{\varphi}\,c_2,$$

или имеем

$$c_2 = \frac{\varphi\,u_2}{\lambda_0} = \frac{\varphi\,\mu\,u_1}{\lambda_0} = \varphi\,.\,\mu\sqrt{2\,g\,H}$$

$$u_2 = \lambda_0\,\mu\sqrt{2\,g\,H}$$

последние соотношения дают возможность определить $w_2 = w_3$:

$$w_2 = w_2 = \mu\sqrt{2\,g\,H}\sqrt{\varphi^2 + \lambda_0{}^2} \quad \ldots\ldots (11)$$

Полагая далее $c_3 = \sqrt{2\,g\,H\,\triangle}$, и предполагая, что эта скорость нормальна к направлению относительной выходной скорости w_4, имеем

$$w_4{}^2 = u_1{}^2 - c_3{}^2,$$

откуда, после соответствующих подстановок,

$$w_4 = \sqrt{2\,g\,H}\,.\,\sqrt{\lambda_0{}^2 - \triangle} \quad \ldots\ldots\ldots (12)$$

Допустим теперь, что отношение w_4 к w_3 таково же, как w_2 к w_1, т. е. допустим, что

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{\mu\sqrt{\varphi^2 + \lambda_0{}^2}}{\sqrt{\lambda_0{}^2 + \varphi^2 - 2\,\lambda_0\,\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0}} = \frac{w_4}{w_3} = \frac{\sqrt{\lambda_0{}^2 - \triangle}}{\mu\sqrt{\varphi^2 + \lambda_0{}^2}}$$

откуда

$$\mu = \sqrt{\frac{\sqrt{\lambda_0{}^2 - \triangle}}{\varphi^2 + \lambda_0{}^2}\,.\sqrt{\lambda_0{}^2 + \varphi^2 - 2\,\lambda_0\,\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0}}\,; \quad \ldots\ldots (13)$$

при всяких других отношениях $\dfrac{w_4}{w_3}$ к $\dfrac{w_2}{w_1}$ получим, очевидно, и другое значение μ.

Попробуем теперь определить гидравлические потери в турбине Banki и ее коэффициент полезного действия. Потери эти, очевидно, как и потери в турбине Pelton'а, подразделяются на потери в рабочем колесе и потери в подводящих органах; первые из них, в свою очередь, подразделяются на потери:

1) при входе в рабочее колесо;

2) на трение при протекании воды по лопаткам;

3) от искривления пути при протекании воды по лопаткам;

4) при выходе воды из рабочего колеса. Потери в подводящих органах подразделяются на потери в

5) сопле

6) подводящей трубе.

Потеря при входе в рабочее колесо определяется из следующих соображений: хотя лопатки рабочего колеса имеют небольшую толщину 3—5 мм., но все же угол (β) заострения их при входе вряд ли удастся сделать меньше 8—10°; допуская [1]) даже, что входной угол α_1 образуется входной поверхностью и прямой, делящей угол (β) заострения пополам, найдем, что потерянная скорость на удар, который испытывает струя при входе на лопатку, определится величиной $w_1 \operatorname{Sin}\gamma = w_1 \operatorname{Sin}\beta/_2$.

Таким образом, высота потерянная на удар, представится соотношением

$$h_1 = \frac{w_1^2 \operatorname{Sin}^2\gamma}{2g},$$

а подставляя значение w_1, имеем

$$h_1 = \frac{2gH(\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda_0\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0)\operatorname{Sin}^2\gamma.}{2g}$$

Работа, потерянная на удар, очевидно будет

$$L_1 = \delta Q h_1 = \delta H(\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda_0\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0)\operatorname{Sin}^2\gamma\, mk^2 D_1^2 \varphi \sqrt{2gH},$$

обозначая вес одного куб. метра воды через δ, и подставляя значение Q из (5); вводя в последнее соотношение значение D_1 из (3), имеем

$$L_1 = \delta(\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0)\operatorname{Sin}^2\gamma\, mk^2 \varphi (2g)^{3/2} 60^2\lambda_0^2 \frac{H^{5/2}}{\pi^2 n^2}.$$

Отношение входной потери в работе к полной работе (δQH) турбины будет

$$\frac{L_1}{L} = (\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda\varphi \operatorname{Cos}\alpha_0)\operatorname{Sin}^2\gamma\, mk^2\varphi(2g)^{3/2} \frac{60^2\lambda_0^2}{\pi^2} \frac{H^{3/2}}{Qn^2} = \frac{A_1}{n_0^2}, \quad (14)$$

обозначая весь множитель при $\frac{H^{3/2}}{Qn^2}$ через A_1 и имея ввиду соотношение (9).

Потеря на трение при протекании воды по лопаткам рабочего колеса определится по известному соотношению

$$h_2 = \xi_2 \frac{l}{R}\frac{w^2}{2g},$$

где ξ_2—опытный коэффициент, R—гидравлический радиус, l—длина пути воды по лопатке, а w—скорость протекания воды. Ввиду того, что скорость w все время меняется и точный закон изменеиия ея с длиной пути неизвестен, разобьем весь путь на 4 части и для каждой из них примем скорости равными соответственно w_1, w_2, w_3 и w_4; тогда предыдущее соотношение примет вид, если еще под l будем понимать полную длину пути воды на лопатках колеса:

$$h_2 = \frac{\xi_2}{R}\frac{l}{8g}\left\{w_1^2 + w_2^2 + w_3^2 + w_4^2\right\} = \frac{\xi_2}{R}\frac{l}{8g}\left\{w_1^2 + 2w_2^2 + w_4^2\right\}.$$

[1]) Для уменьшения суммы всех сопротивлений от искривления было бы выгоднее прямую, делящую угол заострения лопатки пополам отклонять несколько от направления струи внутрь; мы этого не делаем, ввиду сравнительной малости угла заострения (β); см. по этому поводу R. Thomann. Die Wasserturbinen. 1908, стр. 67.

Работа, потерянная на удар определяется так

$$L_2 = \delta Q h_2 = \frac{\delta \xi_2}{8g} \frac{1}{R} \left\{ w_1^2 + 2 w_2^2 + w_4^2 \right\} mk^2 D_1^2 \varphi \sqrt{2gH};$$

а подставляя значения w_1, w_2, w_4 и D_1, имеем

$$L_2 = \delta \xi_2 \frac{1}{4R} mk^2 \varphi (2g)^{3/2} \frac{60^2 \lambda_0^2 H^{5/2}}{\pi^2 n^2} \left\{ 2\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda_0 \varphi \cos\alpha_0 + 2\mu^2(\varphi^2 + \lambda_0^2) - \triangle \right\}$$

Отношение работы, потерянной на трение, к полной работе турбины будет

$$\frac{L_2}{L} = \xi_2 \frac{1}{4R} mk^2 \varphi (2g)^{3/2} \frac{60^2 \lambda_0^2}{\pi^2} \left\{ 2\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda_0 \varphi \cos\alpha_0 + 2\mu^2(\varphi^2 + \lambda_0^2) - \triangle \right\} \times$$

$$\times \frac{H^{3/2}}{n^2 Q} = \frac{A_2}{n_0^2}, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (15)$$

имея ввиду опять соотношение (Э) и обозначая все выражение перед $\frac{1}{n_0^2}$ через A_2.

Потеря в напоре от искривления пути струй воды при протекании по лопаткам рабочего колеса может быть определена тоже по известному соотношению [1]):

$$h_3 = \frac{\delta_0}{90} \xi_3 \frac{w^2}{2g},$$

где δ_0—угол отклонения струи от первоначального направления, а коэффициент $\xi_3 = 0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{e}{\rho}\right)^{3,5}$—для случая прямоугольной струи, при чем 2-e—толщина струи, а ρ—радиус кривизны изогнутого пути струи. Ввиду переменного значения w и здесь приходится разбиватъ весь путь на 4 части, полагая для каждой из них скорости соответственно равными w_1, w_2, w_3, и w_4; по этому будем иметь

$$h_3 = \frac{\delta_0}{360} \frac{\xi_3}{2g} \left\{ w_1^2 + 2 w_2^2 + w_4^2 \right\}.$$

Работа, потерянная от искривления представится как

$$L_3 = \delta Q h_3 = \frac{\delta \delta_0}{360} \frac{\xi_3}{2g} \left\{ w_1^2 + 2 w_2^2 + w_4^2 \right\} mk^2 D_1^2 \varphi \sqrt{2gH},$$

а подставляя значения w_1, w_2, w_4 и D_1, будем иметь

$$L_3 = \frac{\delta \delta_0}{360} \xi_3 mk^2 \varphi (2g)^{3/2} \frac{60^2 \lambda_0^2 H^{5/2}}{\pi^2 n^2} \left\{ 2\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda \varphi \cos\alpha_0 + 2\mu^2(1 + \lambda_0^2) - \triangle \right\}.$$

Для отношения работ, потерянной от искривления, к полной получим выражение

$$\frac{L_3}{L} = \frac{\delta_0}{360} \xi_3 mk^2 \varphi (2g)^{3/2} \frac{60^2 \lambda_0^2}{\pi^2} \left\{ 2\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda \varphi \cos\alpha_0 + 2\mu^2(1 + \lambda_0^2) - \triangle \right\} \times$$

$$\times \frac{H^{3/2}}{Q n^2} \cong \frac{A_3}{n_0^2}, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (16)$$

вводя опять приведенное число оборотов и обозначая все выражение перед $\frac{1}{n_0^2}$ через A_3.

Потеря при выходе воды из рабочего колеса найдется таким образом: абсолютная выходная скорость воды из колеса выражается

$$c_3 = \sqrt{2gH\triangle},$$

[1]) Ph. Forchheimer. Hydraulik. 1914, стр. 243.

откуда имеем потерю в напоре

$$h_4 = \frac{c_3^2}{2g} = \triangle H.$$

Работа, потерянная при выходе, будет

$$L_4 = \delta Q h_4 = \delta \triangle H mk^2 \varphi (2g)^{3/2} \frac{60^2 \lambda_0^2 H^{3/2}}{n^2 \pi^2},$$

а для отношения работ, потерянной при выходе воды из колеса, к полной работе турбины будем иметь выражение

$$\frac{L_4}{L} = \triangle mk^2 \varphi (2g)^{3/2} \frac{60^2 \lambda_0^2}{\pi^2} \frac{H^{3/2}}{Q n^2} = \frac{A_4}{n_0^2}, \quad \ldots \ldots (17)$$

вводя, как и раньше, приведенное число оборотов и обозначая все выражение перед $\frac{1}{n_0^2}$ через A_4.

Таким образом, полная относительная потеря в рабочем колесе представится в виде:

$$S_1 = \sum_{i=1}^{i=4} \frac{L i}{L} = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{n_0^2} \backsim \frac{A}{n_0^2}, \quad \ldots . (18)$$

если обозначить сумму $A_1 + A_2 + A_3 + A_4$ через A.

Переходя теперь к выяснению потерь в подводящих органах, прежде всего остановимся на потере в сопле; эта потеря, очевидно, легко определяется из соотношения

$$h_5 = \xi_5 \frac{c_0^2}{2g}.$$

В самом деле, так как $Q = a\, b\, c_0$, то $c_0 = \frac{Q}{a b} = \frac{Q}{m b^2}$, а потому

$$h_5 = \frac{\xi_5}{2g} \frac{Q^2}{b^4 m^2},$$

или, подставляя значение b через D_1 из (4), а значение D_1 из (6), имеем

$$h_5 = \frac{\xi_5}{2g} \frac{Q^2 \pi^4 n^4}{m^2 k^4 60^4 \lambda_0^4 (2gH)^2}.$$

Работа, потерянная в сопле, представится как

$$L_5 = \delta Q h_5 = \frac{\delta \xi_5}{2g} \frac{Q^3 \pi^4 n^4}{m^2 k^4 60^4 \lambda_0^4 (2gH)^2},$$

а отношение работ, потерянной в сопле, к полной работе турбины будет

$$\frac{L_5}{L} = \frac{\xi_5 \pi^4}{m^2 k^4 60^4 \lambda_0^4 (2g)^3} \cdot \frac{n^4 Q^2}{H^3} = B_1 n_0^4, \quad \ldots \ldots (19)$$

вводя и здесь приведенное число оборотов и обозначая все выражение перед n_0^4 через B_1.

Наконец, потеря в напоре при протекании воды в подводящей трубе найдется совершенно также, как это нами сделано[1]) для трубы, подводящей воду к турбине Pelton'а. Предполагая, что средний диаметр подводящей трубы есть D_0, имеем, согласно формулы Dupuit, для потерянного напора

$$h_6 = \xi_6 \frac{Q^2}{D_0^5} L,$$

[1]) В. Н. Пинегин. Приведенное число оборотов у турбин Пельтона. Известия Сибирских Инженеров. 1923. № 2.

где ξ_6 коэффициент, принимаемый равным 0,0025, а L длина трубы в метрах; это выражение мы можем переписать так

$$h_6 = \xi_6 \frac{Q^2}{D_0^4} \frac{L}{D_0};$$

всегда можем положить $D_0 = D_1 \frac{D_0}{D_1} = \nu\ D_1$, а также $\frac{L}{D_0} = \sigma$, а тогда

$$h_6 = \xi_6 \frac{Q^2}{\nu^4 D_1^4} \sigma$$

а теперь, подставляя значение D_1, имеем

$$h_6 = \xi_6 \frac{Q^2 \sigma \pi^4 n^4}{\nu^4 60^4 \lambda_0^4 (2gH)^2};$$

потерянная работа в трубе выразится как

$$L_6 = \delta Q h_6 = \frac{\delta \xi_6 Q^3 \sigma \pi^4 n^4}{\nu^4 60^4 \lambda_0^4 (2gH)^2};$$

для отношения потерянной работы к полной работе турбины найдем

$$\frac{L_6}{L} = \frac{\xi_6 \sigma \pi^4}{\nu^4 60^4 \lambda_0^4 (2g)^2} \cdot \frac{Q^2 n^4}{H^3}.$$

Суммарная относительная потеря в работе в сопле и трубе будет

$$S_2 = \sum_{i=1}^{i=2} B_i \cdot n_0^4 = B n_0^4; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

обозначая сумму $B_1 + B_2$ через B.

Наконец полная относительная потеря в работе рабочего колеса, в сопле и подводящей трубе представится как

$$S = S_1 + S_2 = \frac{A}{n_0^2} + B n_0^4, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (21)$$

откуда условие minimum'a потерь будет

$$\frac{dS}{dn_0} = -\frac{2A}{n_0^3} + 4 B n_0^3 = 0$$

и следовательно наивыгоднейшее приведенное число оборотов получим в виде

$$n_0 = \sqrt[6]{\frac{A}{2B}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (22)$$

Подставляя это значение n_0 в соотношение (21), найдем минимальную величину потерь

$$S_{min} = 1{,}89 \sqrt[3]{A^2 B}; \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (23)$$

если рассматривать только рабочее колесо и сопло, то, очевидно, относительныя минимальныя потери представятся в виде

$$S'_{min} = 1{,}89 \sqrt[3]{A^2 B_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (24)$$

Применим выведенныя соотношения к такому примеру: требуется найти главнейшие размеры и коэффициент полезного действия для турбины Banki при следующих данных: $Q = 0{,}0447$ м³/сек., $H = 20$ м., $n = 300$.

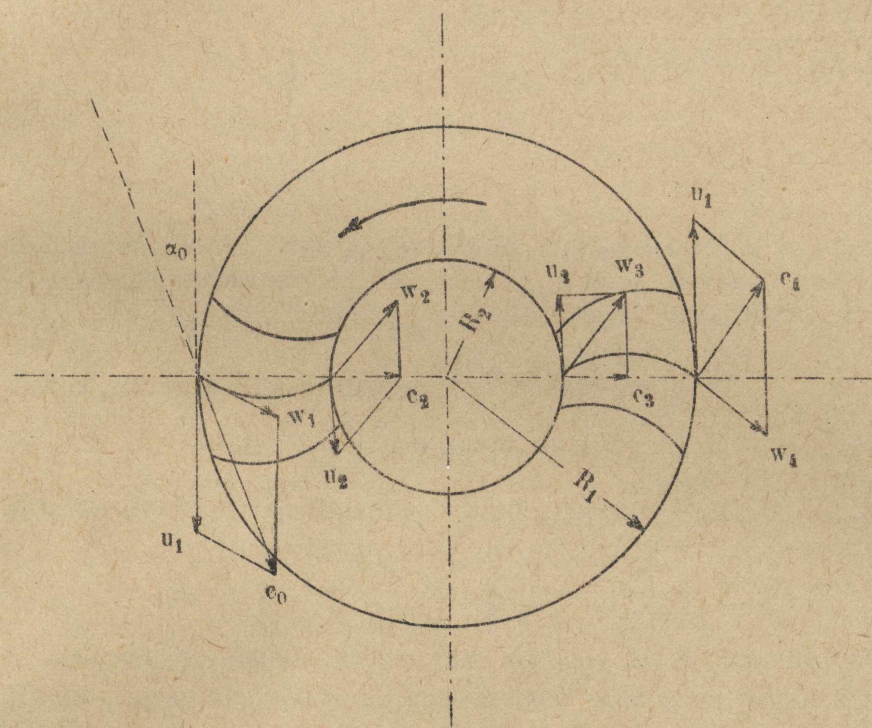
Принимаем: $\varphi = 0{,}97$, $\lambda_0 = 0{,}46$, $\alpha_0 = 20^0$, $a = 0{,}01$, $\gamma = 5^0$, $\xi_2 = 0{,}0025$, $\triangle = 0{,}01$, $\delta_0 = 160^0$, $D_0 = 0{,}2$, $L = 40$ м.

Определяем: $n_0 = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 300 \frac{\sqrt{0{,}0447}}{\sqrt[4]{20^3}} = 21{,}2$

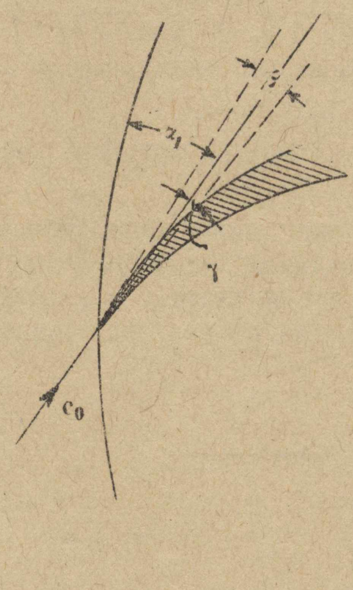
$$c_0 = \varphi \sqrt{2gH} = 0{,}97 . \sqrt{2.9,81.20} = 19{,}2 \text{ м/сек.}$$

К статье В. Н. Пинегина. «Турбина Banki и ее теоретический коэффициент полезного действия».

Черт. 1.



Черт. 2.



$$f \text{ (площадь сопла)} = a\,b = \frac{0,0447}{19,2} = 0,00233 \text{ м.}^2$$

$$b = \frac{f}{a} = \frac{0,00233}{0,01} = 0,2333 \text{ м.}$$

$$m = \frac{a}{b} = \frac{0,01}{0,2333} = 0,0429.$$

$$D_1 = \frac{60 . \lambda_0 \sqrt{2 g H}}{\pi . n} = 0,580 \text{ м.}$$

$$k = \frac{b}{D_1} = \frac{0,2333}{0,580} = 0,402.$$

$$\mu = \sqrt{\frac{\sqrt{\lambda_0^2 - \Delta}}{\varphi^2 + \lambda_0^2} . \sqrt{\lambda_0^2 + \varphi^2 - 2\lambda_0 \varphi \cos \alpha_0}} = 0,468.$$

$$D_2 = \mu D_1 = 0,272 \text{ м.}$$

$$R = 0,01.$$

$$\xi_3 = 0,06.$$

После всех этих предварительных предположений и подсчетов, нетрудно уже вычислить значения A_1, A_2, A_3, A_4, B_1 и B_2; они будут: $A_1 = 0,1072$, $A_2 = 1,1286$, $A_3 = 1,2167$, $A_4 = 0,4460$, $B_1 = 0,0000282$, $B_2 = 0,0000154$, причем $l = 0,396$.

Таким образом, соотношение (21) принимает вид

$$S = \frac{2,99}{n_0^2} + 0,0000436\, n_0^4.$$

Наивыгоднейшее приведенное число оборотов будет

$$n_0 = \sqrt[6]{\frac{A}{2B}} = \sqrt[6]{\frac{2,99}{0,0000872}} \cong 21,2,$$

т. е. совершенно одинаковое с тем, которое мы нашли по соотношению (9).

Наименьшую величину потерь найдем для всей установки по соотношению (23):

$$S\min = 1,89 \sqrt[3]{A^2 B} = 1,89 \sqrt[3]{2,99^2 . 0,0000436} \cong 0,13,$$

а для рабочего колеса с соплом (турбина) по соотношению (24):

$$S'\min = 1,89 \sqrt[3]{A^2 B_1} = 1,89 \sqrt[3]{2,99^2 . 0,0000282} \cong 0,11.$$

Откуда следует, что коэффициент полезного действия всей установки будет

$$\eta = 0,87,$$

а коэффициент полезного действия турбины

$$\eta = 0,89.$$

При более тщательном исполнении, при меньшей кривизне лопаток, при меньшей радiальной длине лопаток, очевидно, возможно еще повысить коэффициент полезного действия и довести до той величины — 0,92, которая найдена была при испытании, как указано выше.