УДК 622.23.037.008

Б.С. Маховиков

МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ ПРЯМОТОЧНАЯ ГИДРОТУРБИНА ДЛЯ МАШИН ПОДВОДНОЙ ДОБЫЧИ

Рассматриваются конструкция, параметры энергоснабжения, порядок расчета и профилирование проточной части тихоходной многоступенчатой прямоточной гидротурбины с активными решетками лопастей ротора для машин подводной добычи полезных ископаемых.

Construction, energy supply parameters, calculation order and profile formation of flowing unit of low-speed with active gratings of rotor blades multi-pass axial hydro-turbine for submarine mineral extractive machines are considered in the paper.

Подводная добыча полезных ископаемых с поверхности морского дна в прибрежной зоне может осуществляться специальными горными машинами, обеспечивающими рыхление породного массива, образование смеси горной массы с водой и подачу ее в трубопровод для последующего гидроподъема на поверхность. Привод исполнительных органов таких машин, непосредственно осуществляющих рыхление пород, с учетом особенностей окружающей среды, в которой ведутся работы, целесообразно выполнять при помощи гидравлических турбин.

Для исполнительных органов горных машин характерны, как правило, малые скорости вращения и большие, резко меняющиеся нагрузочные моменты, что накладывает ограничения на быстроходность гидротурбины. Причем при безредукторном исполнении привода гидротурбина должна иметь частоту вращения, не превышающую 100 об/мин, что позволяет отнести их к разряду весьма тихоходных. Наиболее перспективной для этих целей следует признать прямоточную многоступенчатую турбину, аналогичную применяемым в турбинном бурении глубоких скважин. Однако в приводе исполнительного органа горной машины такая турбина должна иметь незначительную длину, что достигается уменьшением числа ступеней.

Исходными данными для расчета гидротурбины являются: ее мощность $N_т$, частота вращения n и средний диаметр $D_ф$ решетки лопастей рабочего колеса. Величина $D_ф$ задается с

учетом того, что турбина в данном случае монтируется на трубопроводе гидроподъемной установки заданного диаметра $D_{п}$.

Энергоснабжение машины с гидротурбинным приводом обеспечивается по трубопроводу диаметром $D_{в}$ и длиной L от центробежного насоса, параметры которого должны быть увязаны с напором и расходом турбины. При этом желательно по возможности обеспечить совпадение оптимальных режимов работы насоса и турбины.

Воспользовавшись известной формулой мощности на валу гидротурбины, выраженной через параметры подведенного к ней потока воды, можно написать

$$H_T = \frac{N_T}{\rho g \eta Q_T}, \qquad (1)$$

где ρ-плотность воды; $Q_т$ и $H_т$ - расход и напор воды; g - ускорение свободного падения;η - КПД турбины, среднестатистические значения КПД современных многоступенчатых прямоточных гидротурбин $\eta = 0{,}5 \div 0{,}6$.

Полагая режим течения воды в питающем турбину трубопроводе автомодельным, потери напора в нем можно представить в виде

$$H_B = \frac{L}{K^2} Q_T^2, \qquad (2)$$

где К - расходная характеристика трубы.

Отсюда напор, который должен создавать питающий гидротурбину насос, равен

$$H_{н} = H_{т} + H_{в}. \qquad (3)$$

Подставив в выражение (3) значения $H_т$ и $H_в$ из формул (1) и (2), вычислив производную $dH_н/dQ_т$, приравняв ее нулю и решив полученное уравнение относительно $Q_т$, находим

$$Q_T = \sqrt[3]{\frac{N_T K^2}{2\rho g L \eta}}. \qquad (4)$$

Величина $Q_т$ из формулы (4) соответствует минимуму $H_н$, что удовлетворяет требованиям создания турбины с минимально возможным числом ступеней.

Обозначив затраченную мощность турбинного гидропривода без учета потерь в насосе $N_з = \rho\, g Q_т H_н$, на основе выражений (1)-(4), находим

$$N_3 = \frac{3}{2}\frac{N_T}{\eta}. \qquad (5)$$

Отсюда следует, что при расходе воды, определяемом по формуле (4), потери мощности потока в трубопроводе равны половине затраченной мощности в самой гидротурбине. Напор, срабатываемый в ней, с учетом выражений (1) и (4) находим по формуле

$$H_T = \left(\frac{N_T}{\rho g \eta}\right)^{\frac{2}{3}} \sqrt[3]{\frac{2L}{K^2}}. \qquad (6)$$

В связи с тем, что нагрузки в приводе исполнительного органа горной машины характеризуются резкими колебаниями, вызываемыми естественными изменениями механической прочности слежавшегося придонного слоя пород и наличием в нем твердых включений, перегрузочная способность гидротурбины должна быть не ниже $M_{max}/M_0 \geq 1{,}7$, где M_{max} и M_0 - моменты турбодвигателя в тормозном и оптимальном режимах работы. Для выполнения этого условия решетка лопастей рабочего колеса прямоточной гидротурбины по данным П.П. Шумилова [3], должна быть высокоциркулятивной и удовлетворять условию

$$\overline{C_u} = \frac{C_{1u} - C_{2u}}{U} > 1,$$

где $\overline{C_u}$ - коэффициент циркуляции; C_{1u} и C_{2u} - окружные составляющие абсолютных скоростей потока на входе и выходе решетки лопастей рабочего колеса; U - окружная скорость колеса на среднем диаметре $D_{ср}$.

Ступень прямоточной гидротурбины, представляющая собой сочетание двух колес - неподвижного направляющего аппарата (статора) и вращающегося рабочего колеса (ротора), с основными геометрическими параметрами решеток лопастей, рассеченных цилиндрической поверхностью среднего диаметра и развернутых на плоскости, представлена на рис.1. С учетом требования максимально возможного сокращения числа ступеней рассматриваемого турбодвигателя, для его проточной части целесообразно принять вариант с активными решетками ротора [1], в которых относительные скорости потока на входе и выходе одинаковы ($W_1 = W_2$).

При постоянстве радиальных сечений проточной части турбодвигателя по всей его длине осевая составляющая

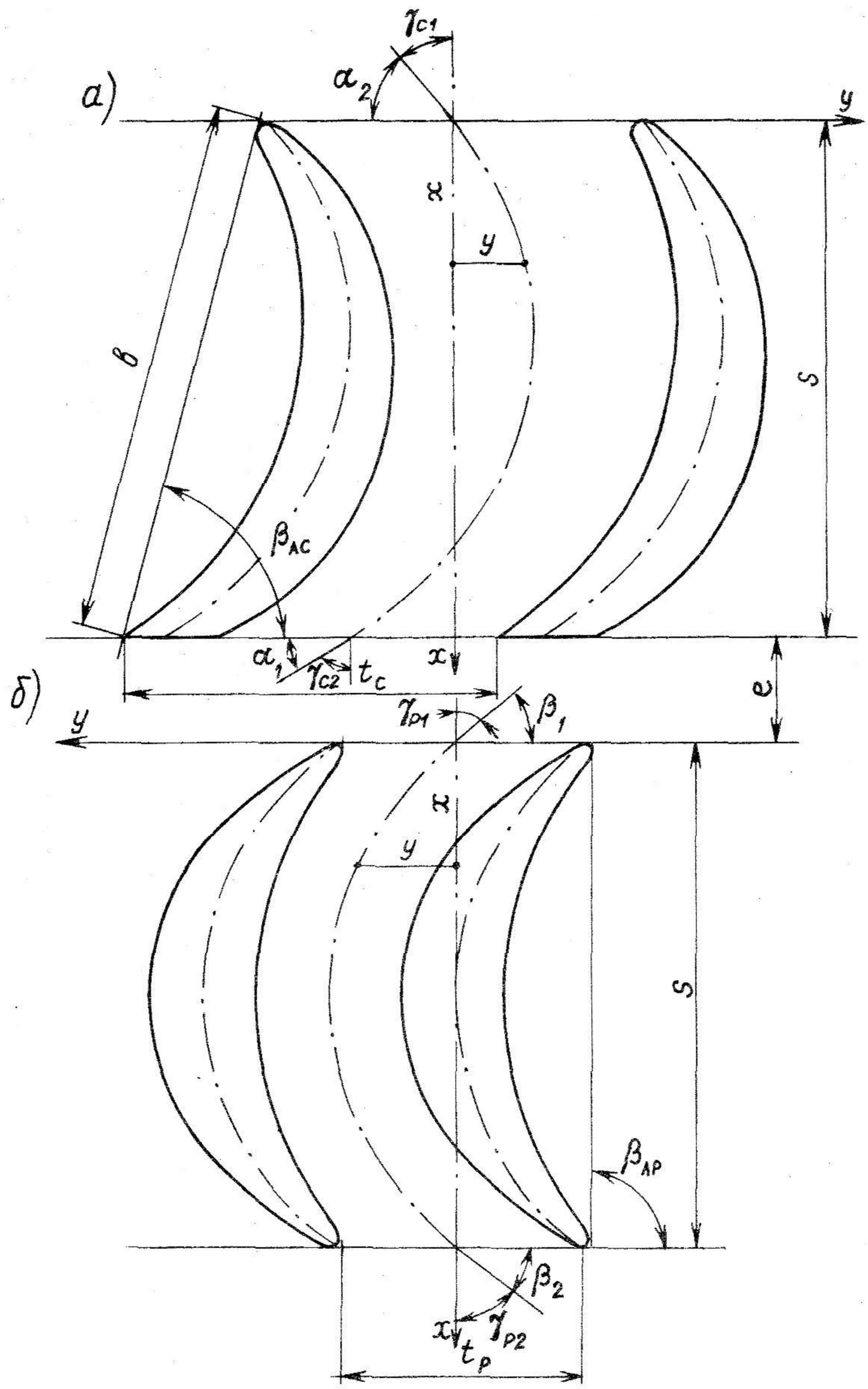


Рис.1. Схема проточной части прямоточной гидротурбины: а - статор; б - ротор

абсолютной скорости потока C_0, в силу уравнения неразрывности, также остается постоянной. В этом случае входные и выходные углы лопастей рабочих колес одинаковы ($\beta_1 = \beta_2$), а сечения их межлопастных каналов остаются постоянными по длине, тогда как решетки лопастей промежуточных направляющих аппаратов имеют различные углы на входе и выходе при сужающихся по длине межлопастных каналах, чем обеспечивается приращение в них скоростного напора от входа к выходу

за счет пьезометрического. В отличие от последующих, входной угол решетки лопастей направляющего аппарата первой ступени, с учетом осевого подвода к нему потока, должен быть принят равным 90^0. С целью унификации технологии изготовления все остальные ступени гидротурбины выполняются геометрически подобными. Треугольники скоростей потока на входе (индексы 1) и на выходе (индексы 2) ротора рассматриваемой турбины при оптимальном режиме ее работы приведены на рис.2. Здесь же указаны входная C_2 и выходная C_1 скорости потока в статоре с соответствующими углами α_2 и α_1 .

Применительно к оптимальному режиму работы одной ступени основное уравнение рабочего колеса прямоточной гидротурбины представляется в виде

$$H = \frac{U}{g\eta_r}(C_{1u} - C_{2u}) = \frac{U^2}{g\eta_r}\overline{C_u}\,, \qquad (7)$$

где η_r- гидравлический КПД рабочего колеса, в предварительных расчетах можно принять $\eta_r = 0{,}6 \div 0{,}7$.

Введя коэффициент расхода $\overline{C_z}=C_0/U$, а также имея в виду, что для решеток активных рабочих колес $\beta = \beta_1 = \beta_2$, можно записать

$$H = \frac{U^2}{g\eta_r}\frac{2\overline{C_z}}{tg(\beta)}\,. \qquad (8)$$

Из выражений (7) и (8) следует:

$$\overline{C_z} = \overline{C_u}\frac{tg(\beta)}{2}\,. \qquad (9)$$

Однозначных рекомендаций для выбора величин, входящих в формулу (9), применительно к активным рабочим колесам нет. Угол β можно принять равным 40^0, а коэффициент циркуляции определить, задав предельное число ступеней Z, исходя из ориентировочно допустимой длины гидротурбины, по формуле

$$\overline{C_u} = \frac{gH_T\eta_r}{ZU^2}\,.$$

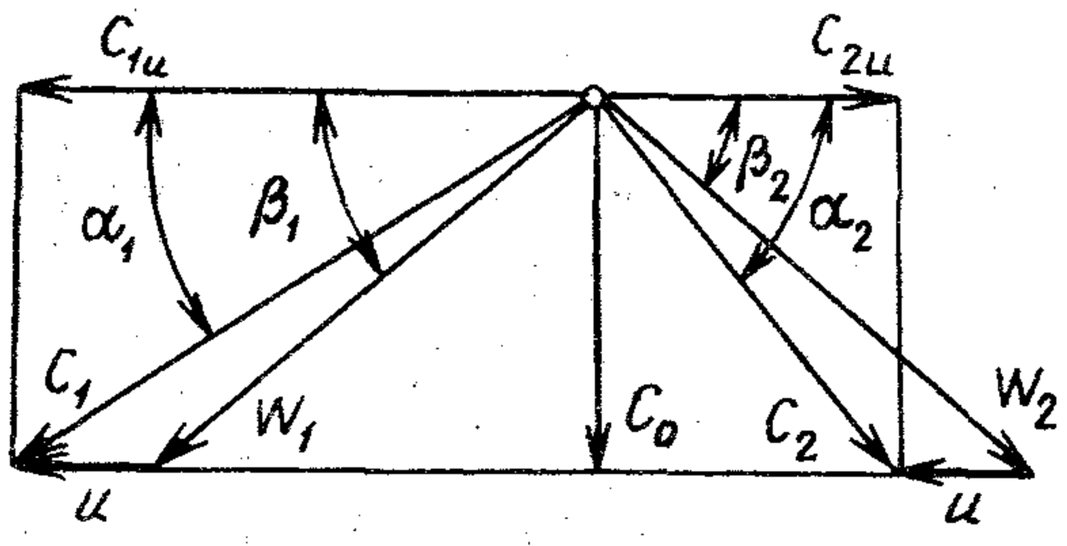


Рис.2. Треугольники скоростей на входе и выходе решетки рабочего колеса

В соответствии с исследованиями реактивных ступеней [1] при $\overline{C_z} \geq 2{,}75$ ожидаемое значение КПД прямоточной гидротурбины не превышает 0,5. Отсюда, при выбранном значении угла β, соотношение между $\overline{C_u}$ и $\overline{C_z}$ составляет $\overline{C_u} = 2{,}38\ \overline{C_z}$, т.е. $\overline{C}_u$ не должен превышать 6,55. С учетом этих данных определяется величина C_0, вычисляются C_1 и C_2 , а также входной и выходной углы потока в статоре, уточняется число ступеней и появляется возможность перехода к проектированию проточных частей решеток статора и ротора, которые характеризуются геометрией средних линий межлопастных каналов, формируемых лопастями, и их шириной.

Ширина межлопастного канала каждого из колес определяется шагом t установки в них лопастей, для выбора оптимальной величины которого рекомендуется соотношение [2]

$$\left(\frac{t}{S}\right)_{\text{опт}} = \frac{1}{2} C_H \frac{\sin(\beta_1)}{\sin(\beta_2)\sin(\beta_1+\beta_2)} ,$$

где S - ширина решетки; $C_{\text{н}}$ - коэффициент нагрузки, $C_{\text{н}} = 0{,}9 \div 1{,}1$.

Задавшись величиной S (обычно до 25 мм, в зависимости от угла изгиба лопаток $\Theta = \beta_1 + \beta_2$), можно найти шаг установки лопастей и их число в колесе:

$$Z = \frac{\pi D_{cp}}{t} ,$$

которое округляется до ближайшего целого числа с уточнением t.

Решетки лопастей должны обеспечивать плавный поворот потока при его относительном движении в канале от угла γ_1 на входе до γ_2 на выходе, в соответствии с принятыми обозначениями для статора $\gamma_{1c} = \pi/2 - \alpha_2$ и $\gamma_{2c} = \alpha_1 - \pi/2$, для ротора $\gamma_{1p} = \pi/2 - \beta_1$ и $\gamma_{2p} = \beta_2 - \pi/2$. Для обеспечения плавности разворота потока принимаем линейное изменение угла γ от входа к выходу вдоль оси решетки x в соответствии с выражением

$$\gamma = \gamma_1 - \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{S} x, \qquad (10)$$

Тогда дифференциальное уравнение средней линии потока можно написать в виде

$$\frac{dy}{dx} = tg\left(\gamma_1 - \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{S} x\right), \qquad (11)$$

где y - координатная ось, совпадающая с фронтом решетки на входе.

В результате интегрирования уравнения (11) получаем

$$y = y_0 + \frac{S}{\gamma_1 - \gamma_2} \ln \left[\frac{\cos\left(\gamma_1 - \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{S} x\right)}{\cos(\gamma_1)} \right], \qquad (12)$$

где y_0 - начальная координата средней линии потока на входе в решетку, которую можно принять равной нулю.

Профилирование лопастей производится после построения на чертеже трех линий соответственно для статора и ротора, удовлетворяющих уравнению (12), отстоящих друг от друга на расстоянии полушага $0,5t$.

Задавшись радиусом дуги окружности входной кромки лопасти r_1 (обычно не менее 0,5 мм) и ориентировочным значением ширины среза Δ выходной кромки лопасти фронтальной плоскостью решетки, находим радиус R дуги окружности вогнутой (рабочей) поверхности лопасти из уравнения

$$y_s + 0,5\Delta + R\cos(\gamma_2) = \sqrt{(R + r_1)^2 - (S - r_1 - R\sin(\gamma_2))^2}, \qquad (13)$$

где y_s - значение координаты средней линии потока по уравнению (12) при $x = S$.

После построения дуги окружности радиуса R строится серия окружностей, касательных к этой дуге, с центрами на средней линии потока, определяющих конфигурацию межлопастного канала. Линия тыльной поверхности лопасти может представлять собой кривую, состоящую из трех дуг окружностей, средняя из которых является касательной к окружностям, вписанным в межлопастной канал, а две другие соединяют ее концы с входной и выходной кромками. Радиусы этих дуг

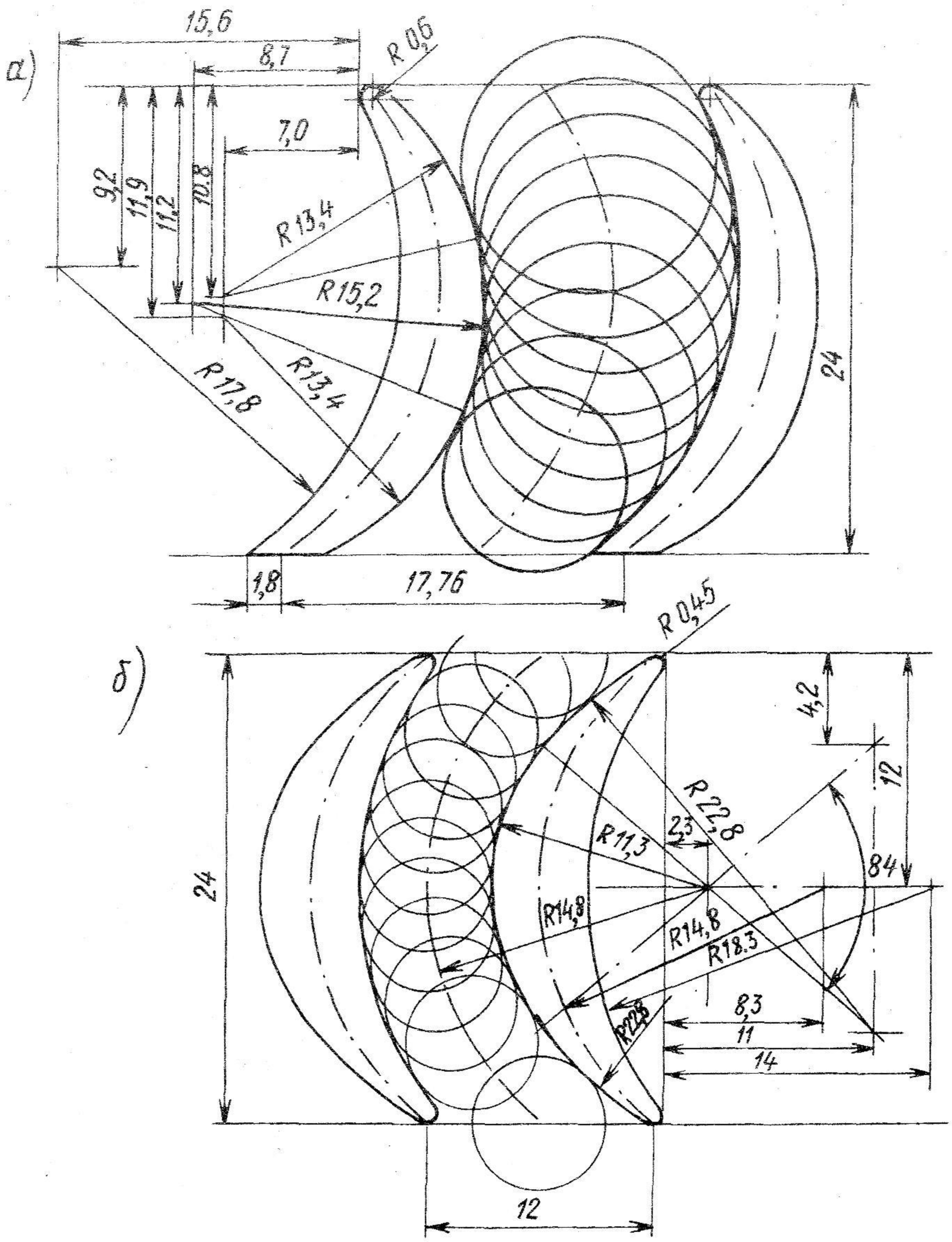


Рис.3. Порядок построения профилей лопастей статора (а) и ротора (б) прямоточной гидротурбины

окружностей определяются подбором так, чтобы касательные к ним в точках сочленения совпадали.

При построении активных решеток лопастей, у которых ширина межлопастного канала постоянна на всей его длине, целесообразно задаться диаметром вписанных окружностей с учетом рекомендаций по выбору толщины тела лопасти в среднем сечении и спрофилировать канал, а затем подобрать радиусы окружностей, описывающих рабочую и тыльную поверхности лопасти. Определяя радиусы окружностей концов тыльной поверхности лопасти, необходимо учитывать требуемые

значения радиусов закругления входной и выходной кромок, обеспечивающих одинаковое стеснение потока на выходах из решеток лопастей статора и ротора.

Построения профилей лопастей статора и ротора представлены на рис.3.

После построений уточняются величины Δ_p и Δ_c.

Радиальная длина лопастей вычисляется по формуле

$$l = \frac{Q_T}{C_0 \pi D_{cp} \chi},$$

где χ - коэффициент стеснения потока лопастями на выходе из решеток,

$$\chi = 1 - \frac{Z_c \Delta_c}{\pi D_{cp}} = 1 - \frac{Z_p \Delta_p}{\pi D_{cp}}.$$

Величину осевого зазора между решетками лопастей статора и ротора в соответствии с рекомендациями [1] можно принять равной 5 мм.

После профилирования решеток лопастей вычисляются безразмерные параметры l/a (a - минимальная ширина межлопастного канала) и l/b (b - длина хорды лопасти), первый из которых должен быть не менее 2, а второй - примерно 1 [1]. Определив отношение $\bar{\tau} = b/t$, находим, что если эта величина более 1,3, то решетка - непрозрачная. Последнее отношение учитывается при расчетах механической характеристики гидротурбины [2].

На основании спроектированной проточной части можно переходить к конструированию турбины в целом, ее опорных узлов, а также подводящего и отводящего каналов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Любимов Г.А., Любимов Б.Г.* Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров. Л.: Гостопиздат, 1963.

2. *Маховиков Б.С.* Рабочие процессы в прямоточной многоступенчатой гидротурбине // Вопросы горной механики и шахтного транспорта: Межвузовский сборник науч. трудов / КУЗПИ. Кемерово, 1991.

3. *Шумилов П.П.* Турбинное бурение нефтяных скважин. М.: Недра, 1968.