

## ТЕНДЕНЦИИ ПРОДВИЖЕНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ПРЯМОТОЧНЫХ И ВЕРТИКАЛЬНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН НА ВЫСОКИЕ НАПОРЫ С ШИРОКИМ ДИАПАЗОНОМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**О.В. Потетенко**, канд. техн. наук;

**В.Э. Дранковский**, канд. техн. наук;

**С.М. Ковалев**;

**Е.С. Крупа**;

**О.С. Вахрушева**;

**Н.Г. Шевченко**, канд. техн. наук,

*Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков*

*Рассмотрены вопросы применения сдвоенных прямооточных гидроагрегатов на напоры 40-250 м и выше, предложены новые конструктивные решения, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации по напорам и расходам радиально-осевых гидротурбин.*

*Розглянуті питання застосування здвоєних прямооточних гідроагрегатів на напори 40-250 м і вище, запропоновані нові конструктивні рішення, що дозволяють істотно розширити зону експлуатації за напорами і витратами радіально-осьових гідротурбін.*

**Ключові слова:** *здвоєний прямооточний гідроагрегат, радіально-осьова гідротурбіна, напір, витрата.*

### ВВЕДЕНИЕ

При остром мировом дефиците энергоносителей важнейшей задачей является развитие энергосберегающих технологий, которые условно можно разбить на три этапа:

1. Энергосберегающие технологии при производстве энергии.
2. Энергосбережение при транспортировке к потребителю.
3. Энергосбережение в процессе потребления.

В связи с вышеизложенным при разработке гидротурбинного оборудования наряду с требованиями повышения эксплуатационной надежности выдвигаются также требования следующего характера:

- а) повышение оптимального КПД и расширение зоны оптимальной работы;
- б) повышение среднеэксплуатационного КПД гидротурбины;
- в) расширение зоны надежной эксплуатации гидротурбины по напорам и расходам (мощностям) с высокими энергокавитационными показателями и с допустимо низким уровнем нестационарных явлений в потоке, в процессе эксплуатации на режимах, отличных от оптимального.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В работе рассмотрен вопрос объединения двух последовательно расположенных гидроагрегатов в один сдвоенный с суммарным рабочим процессом, при котором комбинаторная зависимость, осуществляющая взаимозависимый поворот лопаток направляющих аппаратов (одного или двух) и лопастей рабочих колес, обеспечивает оптимальное распределение срабатываемых напоров на различных лопастных системах и взаимную увязку моментов количества движения потока перед и за лопастными системами, необходимого для обеспечения минимальных гидравлических потерь во всей проточной части.

На высокие напоры, например 400-600 м, могут применяться как радиально-осевые, так и ковшевые гидротурбины. Радиально-осевые гидротурбины, обладающие большей пропускной способностью, т.е. существенно большей мощностью при одном и том же диаметре рабочего колеса по сравнению с ковшевыми, имеют несравненные преимущества в применении [1]. Однако дальнейшее продвижение радиально-осевых гидротурбин на напоры 700 и более метров встречает большие трудности, связанные с подводными элементами проточной части. В работе рассмотрены вопросы, связанные с особенностями структуры потока высоконапорных гидротурбин и особенностями рабочего процесса.

#### РАЗРАБОТКА СЕРИИ ПРЯМОТОЧНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ НА НАПОРЫ ОТ 40 ДО 200-250 М С ШИРОКИМ ДИАПАЗОНОМ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО НАПОРАМ И РАСХОДАМ

Прямоточные (капсульные) гидроагрегаты, такие как на Киевской ГЭС, Каневской ГЭС и др., несмотря на сложность конструкции и большую металлоемкость, имеют существенные преимущества по сравнению с гидротурбинами со спиральным подводом воды:

1. На 30-40% более высокая пропускная способность, что позволяет при том же диаметре рабочего колеса повысить мощность на 30-40% или уменьшить диаметр рабочего колеса при той же мощности и получить существенную экономию габарита ГЭС в плане и металлоемкости закладываемой в бетон арматуры.

2. Более высокий КПД в оптимуме и существенно более высокий среднеэксплуатационный КПД (на 5-10%)

Однако на напоры свыше 30-40 м прямоточные гидроагрегаты не применялись вследствие трудности создания без спиральной камеры необходимого момента количества движения подводимого к рабочему органу потока для оптимальной работы гидротурбины.

Изобретение [2] полностью решает эту проблему и позволяет применять прямоточные гидроагрегаты на напоры от 30 до 200 м и более при капсульной компоновке гидроагрегата или в бетонных бычках (колоннах). При этом наряду с вышеотмеченным будут иметь место следующие характерные лишь для данного конструктивного решения преимущества:

3. Значительно расширяется диапазон надежной эксплуатации по напорам от  $H_{max}$  до  $(0,25-0,3)H_{max}$  с высоким КПД, при этом остается широкий диапазон эксплуатации по расходам (мощностям).

4. 2. Продвижение прямоточных гидроагрегатов на напоры свыше 100 м позволяет распространить преимущества этих гидроагрегатов на диапазон напоров, где применяются радиально-осевые гидротурбины, повысить на 5-15% среднеэксплуатационный КПД, т.е. увеличить выработку электроэнергии на эти же 5-15%.

Поставленная задача достигается тем, что в водоводе устанавливается двоярный прямоточный гидроагрегат с рабочими колесами гидротурбины диагонального или осевого типа, который состоит из двух турбин-генераторов, расположенных в одном водоводе последовательно один за другим, объединены единой системой регулирования с тройной комбинаторной зависимостью между открытием общего для двух турбин-генераторов направляющего аппарата и углами разворота лопастей рабочих колес (рис.1).

Как и в любой гидротурбине, рабочий процесс осуществляется посредством создания крутящего момента на рабочем колесе гидротурбины (который определяется суммарным моментом сил гидродинамического давления на лопасти), равным

$$M_{кр} = \rho Q \left[ (r\bar{V}_u)_1 - (r\bar{V}_u)_2 \right] - \Delta M_n,$$

где  $\Delta M_n$  - потери момента количества движения жидкости за счет трения о неподвижные поверхности и протечки в уплотнениях, минуя проточную часть.

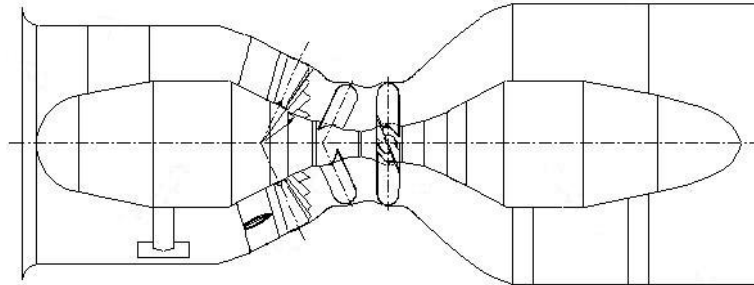


Рисунок 1 - Сдвоенный прямоточный гидроагрегат

Рабочий процесс в данном гидроагрегате описывается уравнением Л.Эйлера для гидротурбины

$$\frac{\eta_e g H}{\omega} = (\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2.$$

При работе гидротурбины гидравлический КПД зависит от уровня гидравлических потерь. В балансе потерь осевых гидротурбин, особенно на нерасчетных (далеких от оптимального) режимах существенную часть потери напора играют циркуляционные потери. Циркуляционные потери обусловлены наличием окружной составляющей скорости за рабочим колесом

$$\bar{h}_u = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{V_{u2}^2}{2gH} dQ.$$

На оптимальном режиме эксплуатации эти потери близки к нулю, т.к.

$$(\overline{rV_u})_2 \approx 0.$$

В таблице 1 представлен один из вариантов разрабатываемой на кафедре номенклатуры сдвоенных прямоточных гидроагрегатов (ПЛГД) на напоры 45м (ПЛГД-45); 75м (ПЛГД- 75); 110м (ПЛГД-110); 150м (ПЛГД -150), 180м (ПЛГД -180); 230м (ПЛГД-230) и 260м (ПЛГД-260).

Если обозначить

$$H_1^{(1)} = \left[ \frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(1)} \quad \text{и} \quad H_2^{(1)} = \left[ \frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(1)}$$

для первого гидроагрегата и

$$H_1^{(2)} = \left[ \frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rV_u})_1 \right]^{(2)} \quad \text{и} \quad H_2^{(2)} = \left[ \frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rV_u})_2 \right]^{(2)}$$

для второго гидроагрегата, то напор, срабатываемый первым гидроагрегатом, будет  $H^{(1)} = H_1^{(1)} - H_2^{(2)}$ , а на втором гидроагрегате –  $H^{(2)} = H_1^{(2)} - H_2^{(2)}$ .

Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором  $H_2^{(1)}$  является положительным для второго гидроагрегата:  $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$ .

Таблица 1 - Вариант (проект) номенклатуры сдвоенных прямооточных гидроагрегатов

Суммарный напор сдвоенного гидроагрегата	Тип лопастной системы и напоры, срабатываемые гидроагрегатами					
	Первый гидроагрегат			Второй гидроагрегат		
	$H_1^{(1)}$	$H_2^{(1)}$	$H^{(1)}$	$H_1^{(2)}$	$H_2^{(2)}$	$H^{(2)}$
$H = H^{(1)} + H^{(2)}$						
ПЛГД-45, 45м	ПЛГ-25			ПЛГ-15		
	10м	15м	25м	15м	0м	15м
ПЛГД-75, 75м	ПЛД-50			ПЛГ-25		
	25м	25м	50м	25м	0м	25м
ПЛГД-110, 110м	ПЛД-70			ПЛГ-40		
	30м	40м	70м	40м	0м	40м
ПЛГД-150, 150м	ПЛД-90			ПЛ-60		
	30м	60м	90м	60м	0м	60м
ПЛГД-180, 180м	ПЛД-110			ПЛ-70		
	40м	70м	110м	70м	0м	70м
ПЛГД-230, 230м	ПЛД-140			ПЛД-90		
	50м	90м	140м	90м	0м	90м
ПЛГД-260, 260м	ПЛД-170			ПЛД-90		
	80м	90м	170м	90м	0м	90м

С возрастанием напора момент количества движения воды перед рабочим колесом (приведенный к единице массового расхода) возрастает и для его формирования в подводящих органах гидротурбин используются спиральные подводящие камеры и увеличенное количество колонн статора (при напорах порядка 400 м и больше). Трудность создания необходимого для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения (момента импульса) является одной из основных причин, препятствующих продвижению прямооточных гидроагрегатов на повышенные напоры. Поэтому в мировой практике применяются прямооточные гидроагрегаты до 40 м напора, в которых момент количества движения подводящего к колесу потока (при бесспиральном подводе) создается в межлопаточных каналах статора и направляющего аппарата.

Из таблицы 1 видно, что в случае сдвоенного прямооточного гидроагрегата при его применении на напоры вплоть до 180 м, момент количества движения перед первым рабочим колесом может быть без

особых трудностей создан в подводящих органах статорных каналов и направляющего аппарата, т.к. этот момент соответствует напору порядка 40 м или даже равен  $(\overline{rV_u})_1 \approx 0$ , при более высоких напорах рекомендуется статорные каналы выполнять в виде сопловых каналов.

При работе сдвоенного гидроагрегата на режимах, отличных от оптимального, сработка напоров и на первом, и на втором гидроагрегатах перераспределяется (по комбинаторной зависимости) с целью минимизации потерь энергии на каждом эксплуатационном режиме. Это приводит также к перераспределению моментов количества движения жидкости и перед и за первым рабочим колесом, и перед и за вторым рабочим колесом. Комбинаторная зависимость разворота лопастей первого и второго рабочих колес как функция открытия направляющего аппарата (т.е. изменение расхода воды или мощности сдвоенного гидроагрегата), наряду с уменьшением всех видов гидравлических потерь, сводит к минимуму циркуляционные потери потока, покидающего второй агрегат, и следовательно, минимизирует потери на трение при обтекании потоком второй капсулы. Тот факт, что для двух капсул мы имеем один подводящий и один отводящий поток органы, приведет, безусловно, к повышению КПД и на оптимальном режиме работы по сравнению с радиально-осевыми гидротурбинами.

Лопастная система первого рабочего колеса работает «с подпором» в благоприятных для безкавитационной работы условиях и может быть выполнена с уменьшенной плотностью решетки лопастей для формирования расхода. Вторая лопастная система обеспечивает кавитационные показатели сдвоенного гидроагрегата в целом.

Диаметры рабочих колес первого и второго гидроагрегатов, как и их частота вращения, в общем случае различны и определяются наложением зон оптимальной работы каждого гидроагрегата в отдельности по  $n'_1$  и  $Q'_1$  (приведенным оборотам и приведенному расходу) при работе сдвоенного гидроагрегата на оптимальном режиме. При этом

$$[Q'_{1onm}]_{aap1} \neq [Q'_{1onm}]_{aap2};$$

$$[n'_{1onm}]_{aap1} \neq [n'_{1onm}]_{aap2}, \text{ но}$$

$$[Q]_{aap1} = [Q]_{aap2},$$

$$H = H_{aap1} + H_{aap2}.$$

#### НОВЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ СРЕДНЕЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КПД И ПРОДВИЖЕНИЯ ИХ НА НАПОРЫ СВЫШЕ 500 М

Структура потока в межлопастных каналах радиально-осевых гидротурбин носит сложный вихревой характер и на режимах, отличных от оптимального, приводит к возникновению за рабочим колесом крупномасштабных вихревых структур вида спиралеобразных вихревых жгутов являющихся причиной низкочастотных пульсаций давления в отсасывающей трубе с большой амплитудой [3, 4, 5].

Рассмотрим более подробно причины этого явления. Циркуляция вокруг лопасти ( $\Gamma_{\text{лоп}}$ , рис. 2) в основном определяется завихренностью

потока в погранслоях в соответствии с теоремой Стокса для абсолютного потока (в неподвижной системе координат).

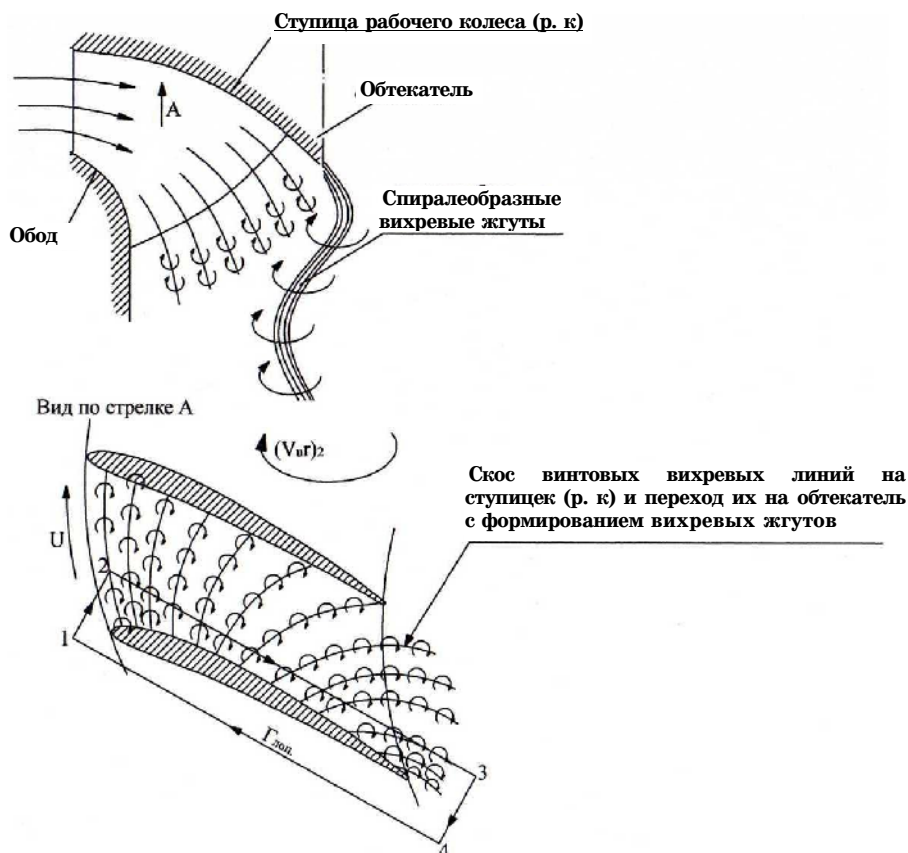


Рисунок 2 - Структура потока в межлопастных каналах радиально-осевых гидротурбин

При этом завихренность потока на тыльной стороне профиля в пристеночной зоне (погранслое) существенно больше, чем на лицевой стороне (стороне давления). Это приводит к тому, что вихревые линии, представляющие собой вид замкнутого прямоугольника во входном сечении рабочего колеса, ортогональные к линиям тока, постепенно скашиваются вследствие меньшей интенсивности вихрей на стороне давления профиля. При этом появляется винтовая компонента  $rot \vec{V}$  и в конечном виде наблюдается конвективный перенос по поверхности обтекателя винтовых вихревых линий. В случае если направление вращения этих сбегających с обтекателя вихрей совпадет с направлением вращения покидающего рабочее колесо циркуляционного потока (с направлением  $(V_u r)_2$ ), а это возможно на режимах, отличных от оптимального, то в отсасывающей трубе будут наблюдаться мощные спиралеобразные вихревые структуры (вихревые жгуты).

С серьезной проблемой столкнулись гидротурбостроители в связи с эксплуатацией гидротурбин Нурекской ГЭС на предельно низких напорах [5]. Низкочастотная с большой амплитудой пульсация давления, обусловленная появившимися спиралеобразными вихревыми жгутами в отсасывающей трубе, приводила к проблеме обеспечения надежной безаварийной эксплуатации на этих режимах. Были проверены различные конструктивные решения с целью ликвидации или ослабления

вредного влияния спиральных вихревых жгутов на Нурекской ГЭС, но они не привели к радикальным изменениям ситуации.

На рис. 3 и рис. 4 представлены конструктивные решения [6, 7], направленные на изменение величины циркуляционной компоненты потока, покидающего рабочее колесо. На рис.3 изображено рабочее колесо высоконапорной радиально-осевой гидротурбины с поворотными выходными кромками и укороченными лопастями без поворотных кромок.

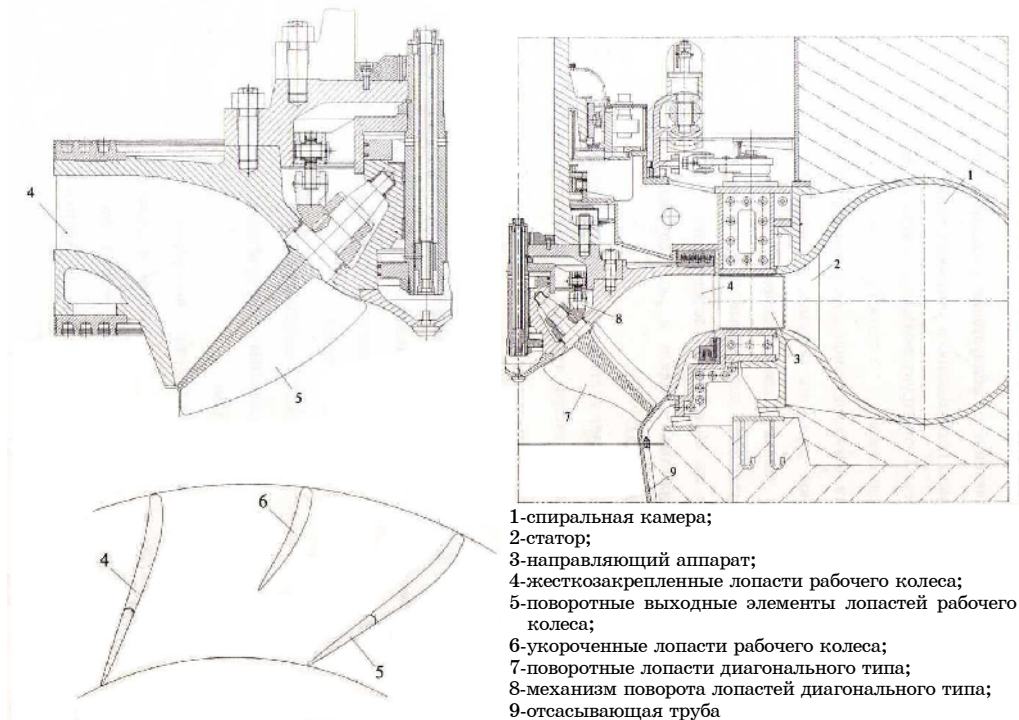


Рисунок 3 - Радиально-осевое рабочее колесо с поворотными входными элементами

Рисунок 4 - Высоконапорная радиально-осевая гидротурбина

При работе гидротурбины в режимах, отличных от оптимального, выходные элементы 5 поворачиваются в комбинаторном режиме с широким диапазоном изменения углов выходных элементов 5 (за счет наличия укороченных лопастей), что приводит к уменьшению циркуляционных потерь энергии, жгутообразования и низкочастотных колебаний давлений в потоке и, следовательно, к уменьшению вибрации турбины. Кроме того, уменьшаются большие градиентные поля скоростей и давлений в рабочем колесе, и все это приводит к потере и стабилизирует повышение среднеэксплуатационного КПД, надежности работы и расширению зоны допустимых эксплуатационных режимов.

На режимах, отличных от оптимального, возрастают различные виды потерь энергии, среди которых циркуляционные потери (потери с моментом количества движения потока за рабочим колесом) являются одними из основных. Поворотные выходные элементы существенно уменьшают поток в рабочем колесе. В качестве механизма поворота выходных элементов используется, например, механизм поворота, применяемый на диагональных рабочих колесах

На рис.4 представлена конструкция высоконапорной радиально-осевой гидротурбины со сдвоенной лопастной системой [7]. При работе гидротурбины поворотные лопасти второго ряда с осями поворота наклонными (7, как показано на рис.4) или ортогональными к оси вращения рабочего колеса разворачиваются в комбинаторной зависимости от открытия направляющего аппарата при изменении мощности или напора, обеспечивая на более широком диапазоне изменения напоров и расходов (мощностей) высокие энергокавитационные показатели. При этом повышаются среднеэксплуатационный КПД, надежность работы гидроагрегата в более широком диапазоне эксплуатации по напорам и расходам.

Поворотные лопасти второго ряда существенно уменьшают потери энергии, возникающие при использовании режимов, отличных от оптимального, и стабилизируют поток в рабочем колесе.

Таким образом, применение двухрядной лопастной системы с поворотными лопастями второго ряда существенно улучшает эксплуатационные характеристики гидротурбины.

На рис. 5 представлена высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина. Технический результат достигается тем, что турбина оснащена рабочим колесом с двухрядной лопастной системой с поворотными лопастями второго ряда и содержит дополнительный направляющий аппарат с поворотными или неподвижными лопатками, расположенный между двумя лопастными системами рабочего колеса.

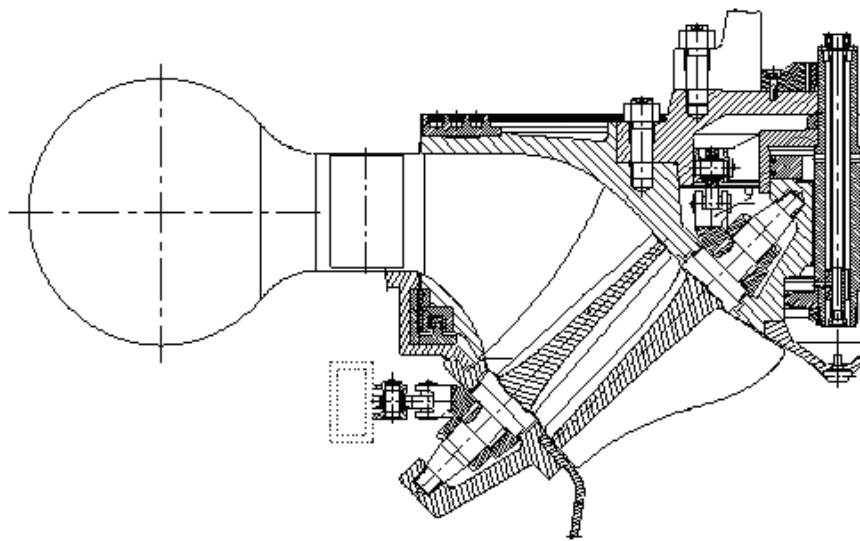


Рисунок 5 - Высоконапорная гидротурбина

Представленная в качестве примера прогнозная универсальная характеристика (рис. 6) предлагаемой гидротурбины (обозначенная РОД400) и обычной гидротурбины на напоры 400 метров (обозначенная РО400) наглядно демонстрирует преимущество предлагаемой гидротурбины. Для построения характеристики РОД400 использованы универсальные характеристики рабочих колес: РО 310/1107-В-38,8 №3439 ХТЗ и ПЛД 90/2556 №2581 ЛМЗ. Для сравнения было использовано колесо РО 400/3515-В-80 №2514 ХТЗ. Изолинии КПД на рис. 6 представляют собой  $\bar{\eta} = \eta / \eta_{max}$ . Анализ потерь энергии в различных элементах проточной части гидротурбины показывает, что если для напоров 45-210 м потери энергии в подводящих органах



радиально-осевых гидротурбин, как правило, не превышают 1-1,5%, то чем больше напор, тем больше они возрастают и для 500-600 м составляют 2,5-4,5%. Дальнейшее продвижение радиально-осевых гидротурбин на напоры 700-900 м в область применения ковшевых гидротурбин связано с дальнейшим увеличением доли гидравлических потерь в подводящих органах гидротурбины.

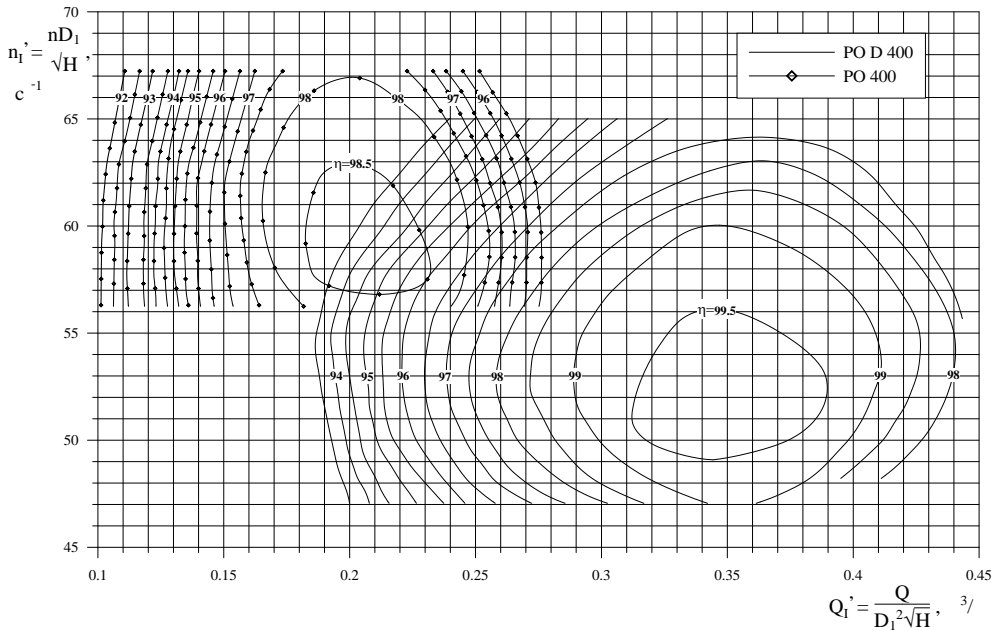


Рисунок 6 - Прогнозная универсальная характеристика

Радикальные решения представлены в виде патентных разработок [8, 9, 10]. На рис.7 а и б представлены конструкции подводящих органов высоконапорных гидротурбин с применением сопловых аппаратов, формирующих поток в непосредственной близости к входному сечению рабочего колеса.

Основная идея использования сопловых аппаратов как последней инстанции подводящих органов заключается в следующем:

1. Спиральная камера выполняется просторной, не выполняющей функции создания необходимого перед рабочим колесом момента количества движения, с малыми скоростями потока в спирали, следовательно, с уменьшенными потерями энергии на трение и вихреобразование.

2. Во всем подводе, кроме выходной области сопла скорости движения жидкости, а следовательно, и гидравлические потери существенно уменьшены по сравнению с традиционной конструктивной компоновкой.

3. Каналы сопловых аппаратов, призванные с минимальными потерями на порядок или более повысить скорость потока, подводящего к рабочему колесу, представляют собой каналы с большой степенью конфузурности, спрофилированные, исходя из условий обеспечения ламинарного пограничного слоя на стенках каналов и на лопастях рабочего колеса, т. к. они могут обеспечить почти идеально равноскоростной поток, не меняющийся по высоте и окружному направлению.

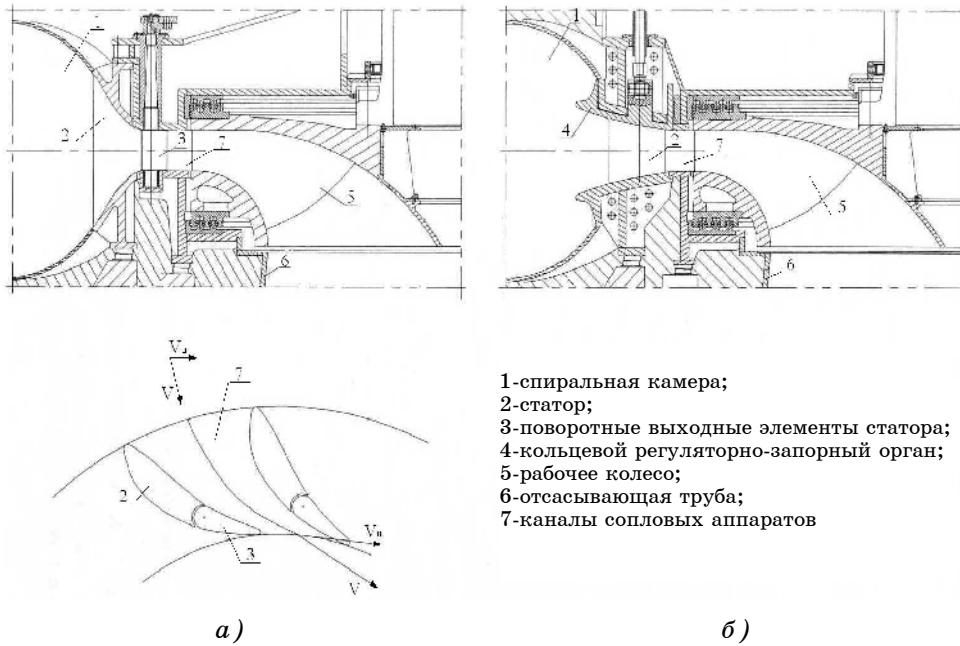


Рисунок 7 - Конструкции подводящих органов высоконапорной гидротурбины с применением сопловых аппаратов

## ВЫВОДЫ

1. Применение сдвоенных прямооточных горизонтальных гидроагрегатов в специальных капсулах (капсульные гидроагрегаты) или в бетонном бычке позволяет для напоров 50-250 м получить гидроагрегаты с широким диапазоном эксплуатации по напорам и расходам (мощностям), повысить среднеэксплуатационный КПД на 5-15% и обеспечить в этом широком диапазоне эксплуатации надежную работу.

2. Высоконапорные радиально-осевые гидротурбины со сдвоенной лопастной системой радиально-осевого и диагонального (или осевого) типа с промежуточным направляющим аппаратом позволяют существенно повысить эксплуатационные характеристики гидроагрегатов, применяемых на напоры 200-600 м, повысить пропускную способность более чем в 1,5 раза и среднеэксплуатационный КПД на 5-15%, расширить зону эксплуатации по напорам и расходам.

3. Применение сопловых аппаратов в качестве органов, создающих необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения, позволяет повысить уровень КПД в оптимуме гидротурбин на напоры 500-900 м до уровня, достигнутого для РО 115, РО 145, РО 170.

## SUMMARY

### TENDENCIES OF ADVANCEMENT OF HORIZONTAL OF STRAIGHT FLOW AND FRANCIS HYDROTURBINES ON HIGH HEADS WITH THE WIDE RANGE OF EXPLOITATION

*O.V. Potetenko, V.E. Drankovskiy, S.M. Koval'ov, E.S. Krupa,  
O.S. Vakhrusheva, N.G. Shevchenko*

*The questions of advancement of straight flow hydrounits are considered on heads 40-250 m and higher, new structural solutions, allowing substantially to extend the area of exploitation on heads and discharges of Francis hydroturbines.*

**Key words:** dual straight flow hydrounit, Francis hydroturbine, head, discharges.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. – Машиностроение, 1971.
2. Патент на винахід UA 76872: Здвоєний прямотечійний гідроагрегат/ О.В. Потетенко, С.М. Ковальов. - опубл. 15.09.2006, Бюл. №9.
3. Потетенко О.В. Анализ вихревой структуры потока в каналах радиально-осевой гидротурбины на напоры 400-500 м. / О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Л.Р. Радченко, С.М. Ковалев, К.С. Дяченко // Вестник НТУ «ХПИ». - 2004. - №12.
4. Потетенко О.В. Основные параметры и закономерности структуры потока в высоконапорных гидротурбинах РО 400-500 / О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Л.Р. Радченко, С.М. Ковалев, Ю.А. Подвойский // Вестник НТУ «ХПИ». - 2004. - №11.
5. Завьялов П.С. Мероприятия по уменьшению низкочастотных пульсаций давления в радиально-осевых гидротурбинах и обратимых гидромашинах / П.С. Завьялов, А.В. Бондаренко, Ю.М. Кухтенков, А.М. Гришин // Вестник НТУ «ХПИ» Харьков. - 2004. - №11.
6. Деклараційний патент на корисну модель. UA5155: Робоче колесо високонапірної радіально-осової гідротурбіни / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков. - опубл. 15.02.2005, Бюл. №2
7. Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649: Робоче колесо високонапірної радіально-осової гідротурбіни / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов. - опубл.17.07.2007, Бюл. №2.
8. Деклараційний патент на корисну модель UA14284: Високонапірна радіально-осова гідротурбіна / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, В.Е. Дранковський. - опубл 15.05.2006, Бюл. №5.
9. Патент на винахід UA85237: Високонапірна радіально-осова гідротурбіна / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов. - опубл. 12.01.2009, Бюл. №1.
10. Патент на винахід UA85090: Високонапірна радіально-осова гідротурбіна / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов. - опубл. 25.12.2009, Бюл. №24.
11. Турбины гидравлические вертикальные поворотные лопастные осевые и радиально-осевые. Типы, основные параметры и размеры: ОСТ 108.023.15-82.
12. Турбины гидравлические горизонтальные капсульные. Типы, основные параметры и размеры: ОСТ 108.023.107-85.

*Поступила в редакцию 25 ноября 2009 г.*