

О. В. ПОТЕТЕНКО, Е. С. КРУПА

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН НА ВЫСОКИЕ НАПОРЫ

Рассматриваются особенности рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, причины потерь энергии в подводящих органах и в каналах рабочего колеса, а также анализируются современные методы математического моделирования потока. Исследована вихревая структура потока в подводящих органах и в рабочем колесе высоконапорных гидротурбин и причины, влияющие на нестационарность потока. Предложены направления совершенствования проточных частей радиально-осевых гидротурбин.

Ключевые слова: гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, напор, мощность, потери энергии.

Введение. Как известно, основными источниками получения электрической энергии являются уголь, нефть, газ, ядерное топливо и гидроэнергоресурсы. При этом добыча органических видов топлива становится с каждым годом все более трудоемким дорогостоящим процессом.

Ветряная и солнечная энергетика в ближайшем будущем не может заменить полностью традиционные виды получения энергии, в силу низкой плотности величин энергетических потоков, например:

- ветроэнергетика $< 100 \text{ кВт/м}^2$;
- солнечная энергетика $< 0,1 \text{ кВт/м}^2$.

Для примера можно привести следующие цифры:

- при сжигании угля на крупных электростанциях – 500 кВт/м^2 ;
- при использовании ядерного топлива – 650 кВт/м^2 .

Кроме того, получение энергии с помощью солнечных батарей и ветряков зависит от погодных условий и суточного времени.

В связи с истощением запасов органического топлива и увеличивающейся потребностью для автотранспорта, большинство специалистов склоняются к тому, что в будущем для выработки электроэнергии на электростанциях наиболее перспективным является ядерное топливо.

Процент выработки электроэнергии на гидроэлектростанциях в развитых странах составляет 15–40 % от общей выработки. Однако крупные энергоблоки, оборудованные паровыми турбинами, тепловых и атомных электростанций не могут эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования. В мировой практике для этого используются гидроагрегаты, оборудованные гидротурбинами и насос-турбинами.

Известно, что время на запуск или полную остановку гидротурбины исчисляется минутами. В процессе оптимального регулирования агрегатами в единой энергетической системе выгодным является «групповое регулирование гидротурбин» конкретной гидростанции, когда очередной остановкой или запуском гидроагрегата работающие гидроагрегаты переводятся на эксплуатацию в режиме близком к оптимальному, т.е. с высоким КПД. Это приводит к случаям, когда в течение суток гидроагрегаты останавливаются и запускаются на полную мощность

порядка десяти раз. Запуск и остановка гидроагрегатов, оборудованных радиально-осевыми или пропеллерными (жестколопастными) гидротурбинами, связаны с повышенной нестационарностью потока на режимах пуска-остановки, что приводит к повышенной вибрации конструкций, т.е. к понижению надежности и долговечности эксплуатации. Существенным преимуществом в этом отношении являются поворотные лопастные гидротурбины.

В работе рассматриваются особенности рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, а также анализируются современные методы математического моделирования потока.

1. Особенности структуры движения жидкости в органах, подводящих к рабочему колесу поток, на различных режимах эксплуатации гидротурбины. Как известно, подводящие органы и, в первую очередь, спиральная камера, призваны осуществлять равномерный по окружному направлению и по высоте лопаток направляющего аппарата с минимальными потерями подвод воды к рабочему колесу с моментом количества движения $\rho Q(rv_u)_1$, обеспечивающим оптимальную работу гидротурбины.

Для оптимального режима работы момент количества движения перед рабочим колесом, приведенный к единице массового расхода, определяется в соответствии с уравнением Эйлера для гидротурбины:

$$\frac{\eta_r g H}{\omega} = (rv_u)_1 - (rv_u)_2, \quad (1)$$

при условии, что на этом режиме циркуляционные потери, связанные с $(rv_u)_2$ будут равны нулю или близки к нему.

Основываясь на номенклатуру крупных гидротурбин («Турбины гидравлические для гидростанций», 1984 г. ОСТ 108.023.15-82), анализируя универсальные характеристики и «габаритки» проточной части, можно получить, для диаметра рабочего колеса $D_1 = 1 \text{ м}$ и напора $H = 1 \text{ м}$, скорость во входном сечении спирали на оптимальном режиме и, учитывая эксцентриситет располагаемого входного сечения, величину $(v_u r)_{\text{спир}}$ на входе в спираль. А также для $D_1 = 1 \text{ м}$ и $H = 1 \text{ м}$ для

оптимального режима работы, на основе универсальных характеристик, получаем величину $(V_u r)_1$ на входе в рабочее колесо, обеспечивающую циркуляционные потери равные нулю, т.е. $(V_u r)_2 = 0$.

В результате расчета:

$$(rV_u)_{\text{спир}} / (rV_u)_1 = 1,15 \text{ (PO 45); } 1,0 \text{ (PO 75); } \\ 0,59 \text{ (PO 230); } 0,57 \text{ (PO 310); } 0,55 \text{ (PO 400); } (2) \\ 0,54 \text{ (PO 500).}$$

Проведенный выше анализ показал, что если для быстроходности PO 45, PO 75 вполне обосновано проектировать спиральные камеры из условия постоянства момента количества движения во всем объеме спирали, т.е. по закону $V_u r = \text{const}$, то для PO 230, PO 310 и, особенно для PO 400, PO 500 и выше, спиральная камера должна быть специальным образом рассчитана, т.к. во входном сечении мы имеем 50-60 % от момента количества движения, необходимого для рабочего колеса. То есть, если на рабочем колесе момент количества движения (приведенный к единице массового расхода) меняется

на величину $\frac{\eta g H}{\omega}$ и лопастная система рабочего

колеса разрабатывается с применением обратной трехмерной гидродинамической задачи, то почему мы должны игнорировать такой же подход к спиральной камере, увеличивающей этот момент количества

движения на величину $\approx 0,5 \frac{\eta g H}{\omega}$. Увеличение

момента количества движения потока во входном сечении спирали возможно посредством существенного уменьшения площади входного сечения, т.е. увеличения скоростей и потерь энергии на трение в спирали или посредством увеличения радиуса расположения входного сечения, т.е. увеличения габаритов гидроагрегата в плане, что неприемлемо.

Изменение момента количества движения относительно оси вращения рабочего колеса в секторе, ограничивающим подводящий к рабочему колесу поток двумя близлежащими меридиональными сечениями S_1 и S_2 можно выразить следующим уравнением:

$$\int_{S_1} (rV_u) V_u ds - \int_{S_2} (rV_u) V_u ds - (rV_u)_{\text{п.к.}} \Delta Q_{\Theta} - k \int_{S_6} V_u^2 r ds = \\ = \int_{S_2} \frac{P}{\rho} r ds + \int_{S_6} \frac{P}{\rho} r ds_u - \int_{S_1} \frac{P}{\rho} r ds + k \int_{S_6} V_u^2 r ds + \quad (3) \\ + \Delta M_c + \Delta M_{\text{н.а.}}$$

т.е. изменение момента количества движения между сечениями S_1 и S_2 , расположенными на угловом расстоянии Θ , обусловлено за счет расхода ΔQ_{Θ} потока в рабочее колесо между меридиональными плоскостями, ограничивающими рассматриваемый сектор. $k \int_{S_6} V_u^2 r ds$ – характеризует потери с

коэффициентом « k » – на трение; S_6 – боковая поверхность спирали; ΔM_c и $\Delta M_{\text{н.а.}}$ – моменты

количества движения, дополнительно увеличивающимися в зоне расположения колонн статора и лопаток направляющего аппарата.

Интегралы $\int_{S_6} \frac{P}{\rho} r ds_u$; $\int_{S_1} \frac{P}{\rho} r ds$ и $\int_{S_2} \frac{P}{\rho} r ds$ –

характеризуют изменение момента количества движения под воздействием сил давления в соответствующих сечениях и на боковой поверхности. ds_u – элемент проекции в окружном направлении боковой поверхности спирали на меридиональную плоскость.

Экспериментальные исследования потока в спиральной камере и других подводящих к рабочему колесу органах турбины показали наличие крупномасштабного вихревого образования в меридиональном сечении спирали типа «парного вихря».

Структура потока, формируемого «парным вихрем» в спиральной камере аналогична потоку в трубопроводе круглого сечения с поворотом потока (т.е. в так называемом «колене»). В плоскости, проходящей через центры окружностей – сечений спиральной камеры, происходит с небольшими скоростями движение жидкости от рабочего колеса гидротурбины, а на периферии в пристеночной зоне поток движется в сторону рабочего колеса. Этим самым как бы уменьшается площадь сечения спирали, по которой поток поступает к рабочему колесу, создавая необходимое увеличение момента количества движения перед рабочим колесом, т.е. наблюдается обратное влияние каналов направляющего аппарата с узкими межлопаточными зазорами и направлением выходных кромок, обеспечивающим необходимую величину $(V_u r)_1$.

Этим объясняются завышенные потери энергии, достигающих до 2,5–4 % в подводящих органах высоконапорных гидротурбин. При этом в сечении, несмотря на такое существенное изменение радиальной компоненты скорости V_r , окружная скорость и величина $V_u r$ не меняются по вертикали ($V_u r \cong \text{const}$).

Деформированный «парным вихрем» поток поступает в межлопаточные каналы колонн статора и лопаток направляющего аппарата, причем обтекание колонн и лопаток происходит с переменными по высоте скоростями и углами атаки, которые меняются в зависимости от расхода через гидротурбину. Таким образом, с выходных кромок колонн статора и лопаток направляющего аппарата будут сбегать не только вихри «дорожки Кармана», но и индуктивные вихри винтового вихревого характера.

Сложный вихревой поток, формируемый в подводящих органах высоконапорной гидротурбины, поступает в каналы рабочего колеса.

2. Особенности структуры потока в межлопаточных каналах рабочего колеса и отсасывающей трубе высоконапорной гидротурбины. Возникающие в подводящих органах

гидротурбины вихревые структуры, взаимодействуя друг с другом и со стенками канала, подвергаются каскадному дроблению, диссипации энергии вихрей, конвективному и диффузионному переносу, растяжению вихрей и др. За счет конвективного переноса трансформированные вихревые структуры вместе с потоком поступают в межлопастные каналы рабочего колеса, определяя для этих каналов так называемую «свободную турбулентность». В самих межлопастных каналах рабочего колеса возникают новые виды завихренности потока, определяющие так называемую «связанную турбулентность».

Комплексные исследования структуры потока перед рабочим колесом РО 500-I-2б на модельной установке с диаметром рабочего колеса $D_1 = 400$ мм в

цилиндрическом сечении радиуса $r = 212$ мм перед рабочим колесом представлены на рис. 1–4. Для измерения потока с помощью шаровых зондов было спроектировано и изготовлено специальное устройство, позволяющее перемещать зонд не только по высоте канала, но и по окружному направлению.

На рис. 1 представлена картина изменения кинетической, потенциальной и полной энергии перед входом в рабочее колесо в процентах от полной энергии потока во входном сечении спиральной камеры, в зависимости от режима работы гидротурбины на универсальной характеристике с изолиниями КПД и открытия направляющего аппарата.



Рис. 1 – Характер распределения кинетической, потенциальной и полной энергии в процентном отношении от энергии, во входном сечении спиральной камеры на различных режимах

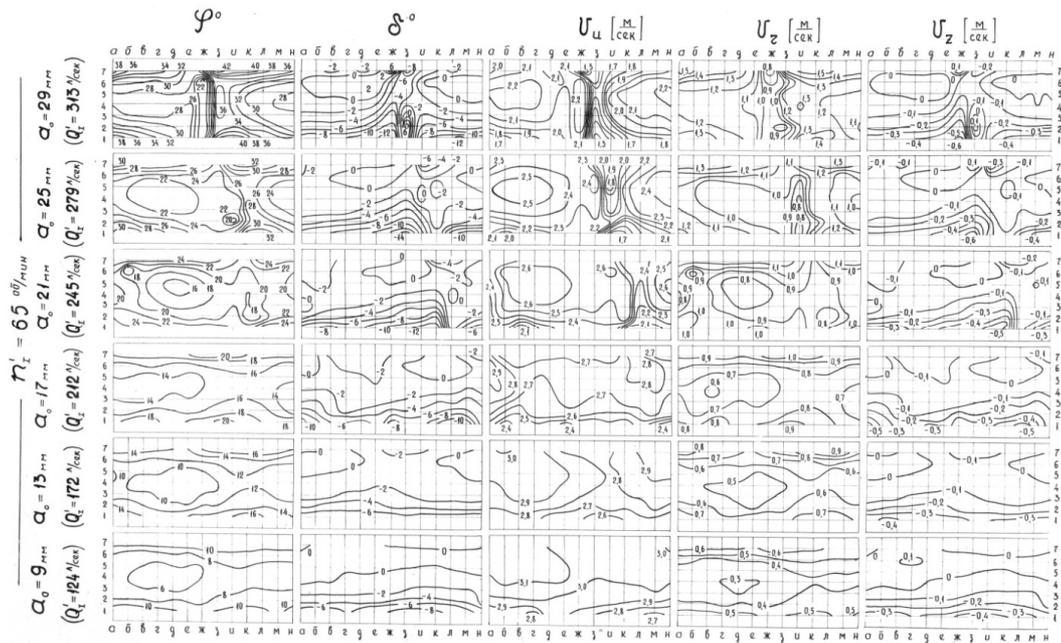


Рис. 2 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-I-2б. Характер изменения направлений и величины компонент скорости

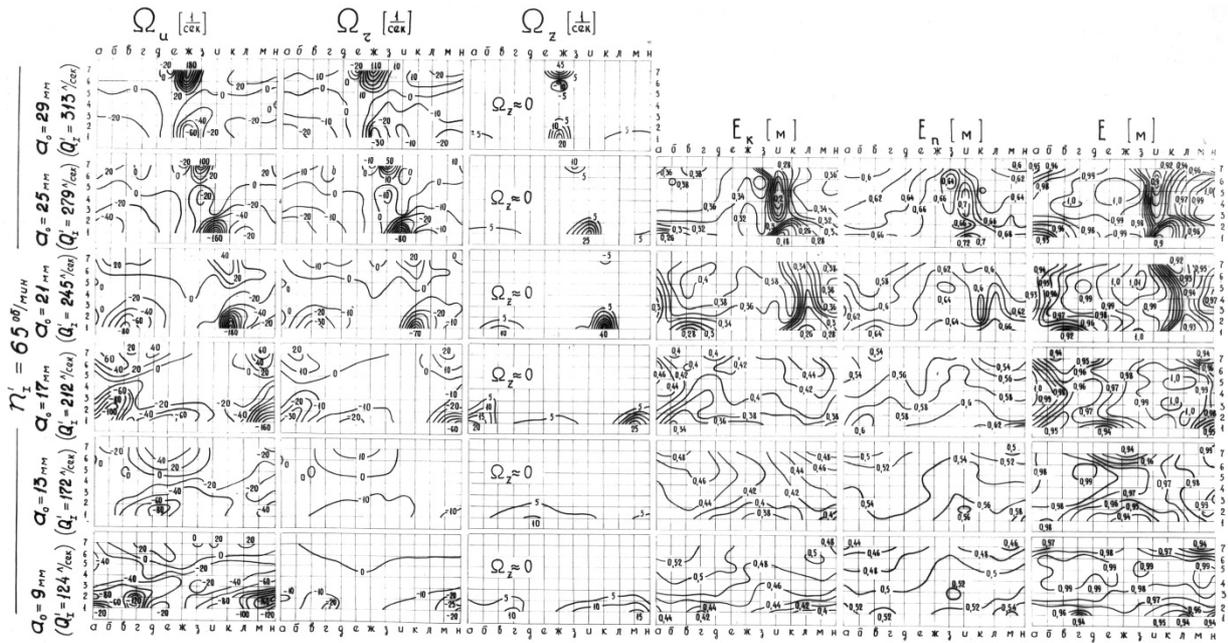


Рис. 3 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-I-26. Характер изменения компонент вихря и компонент энергии

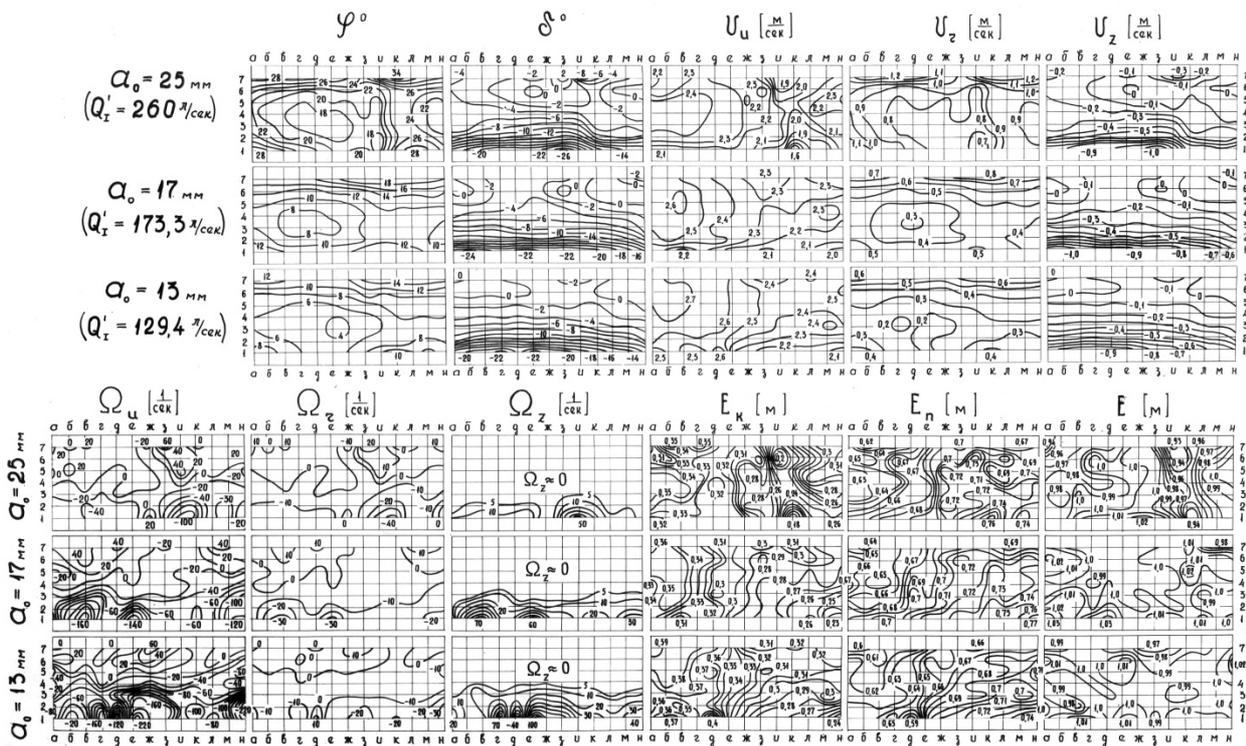


Рис. 4 – Характеристика потока в сечении I-I полости РО 500 без рабочего колеса

Анализируя потери энергии в оптимальной и близкой к оптимальной зоне эксплуатации гидротурбины РО 500. Следует отметить, что рабочее колесо РО 500-I-26 вошло в отечественную номенклатуру ОСТ 108.023.15-82 под серийным номером 3502.

На приведенных рисунках угол $\varphi = \arctg(v_r / v_u)$, $\delta = \arctg(v_z / v)$.

Анализируя структуру потока перед рабочим

колесом можно сделать выводы, что вследствие влияния «парного вихря» в спиральной камере и торможения потока на поверхностях верхнего и нижнего колец статора и направляющего аппарата параметры потока несколько меняются по высоте направляющего аппарата.

При открытии направляющего аппарата превышающих оптимальное открытие ($\alpha_{\text{опт}} = 17^\circ$) проявляется резкая неравномерность распределения параметров потока в следе потока, сбегаящего с выходных кромок лопаток направляющего аппарата (зона на окружности «ж» – «и») – «шаговая неравномерность», что, безусловно, приводит к существенной нестационарности потока в каналах рабочего колеса на этих режимах.

Сравнивая характер изменения параметров потока перед рабочим колесом при различных открытиях направляющего аппарата со случаем (рис. 4), когда лопастная система рабочего колеса отсутствует (при наличии в проточной части обода и ступицы колеса), можно сделать заключение, что распределение скоростей и вихревая структура резко меняются. Это легко объяснить, так как, проходя через рабочее колесо, энергия потока уменьшается приблизительно на 90 %, т.е. рабочее колесо оказывает обратное влияние на поток за счет «основного сопротивления потоку».

Этот опыт лишней раз доказывает, что нельзя проводить физический или расчетный эксперимент по изучению потока в подводящих органах турбины без учета влияния рабочего колеса.

Для того, чтобы избежать влияния «шаговой» неравномерности потока при приведенных расходах, превышающих оптимальный, необходимо для высоконапорных гидротурбин располагать оси поворота лопаток направляющего аппарата на большем диаметре ($D_0 > 1,2 D_1$), удалив, таким образом, выходные кромки лопаток направляющего аппарата от входных кромок лопастей рабочего колеса.

Анализ характера натекающего потока в межлопастные каналы показывает, что даже на оптимальном режиме профили лопастей обтекаются под разным углом атаки и с разными скоростями, в зависимости от их расположения по высоте лопаток направляющего аппарата. Это приводит к тому, что с выходных кромок лопастей будут сбегать не только вихри типа «дорожки Кармана», но и индуктивные вихревые образования характера винтового вихревого потока, обусловленного разностью циркуляций вокруг профилей. Естественно предположить наличие градиентной турбулентности в межлопастных каналах, обусловленной существенным изменением скорости в направлении от лицевой к тыльной стороны лопасти.

На рис. 5 представлена картина вихревых линий на поверхности ступицы (втулки) рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины.

Вследствие существенно более высоких абсолютных скоростей на тыльной стороне лопасти

вне пограничного слоя, по сравнению с рабочей стороной, интенсивность вихрей на этой стороне в пристеночной зоне превышает интенсивность вихрей на поверхности рабочей стороны лопасти. Вследствие этого, практически на всех режимах работы гидротурбины по поверхности ступицы рабочего колеса вихревые линии «скашиваясь» (изгибаясь) будут сходиться со ступицы на поверхность конуса обтекателя и далее в поток, перетекающий в отсасывающую трубу.

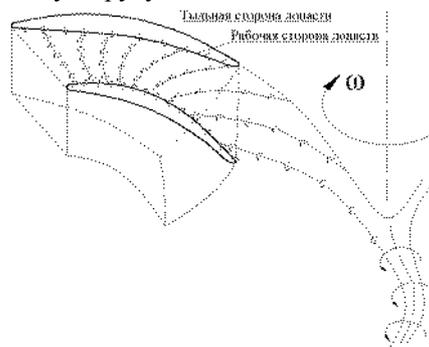


Рис. 5 – Крупномасштабные спиралеобразные вихревые жгуты в отсасывающей трубе гидротурбины, сбегаящие с обтекателя рабочего колеса

Если циркуляционные потоки $(v_{\theta} r)_2$, обусловленные моментом количества жидкости на выходе из рабочего колеса, в пристеночной зоне корневого сечения (вблизи ступицы) на режимах работы гидротурбины, отличных от оптимального, совпадут по направлению вращения с индуктивными вихрями, обусловленными «скосом» вихревых линий на поверхности ступицы, то это приведет к образованию мощных вихревых жгутов, имеющих спиралеобразную форму в отсасывающей трубе, вращающуюся с определенной частотой относительно оси гидроагрегата. Это является основной причиной низкочастотных пульсаций давления с большой амплитудой.

На режимах, отличных от оптимального, в радиально-осевых гидротурбинах по закону близкому к квадратичной параболе, в зависимости от изменения расхода по сравнению с оптимальным, возрастают циркуляционные потери энергии, обусловленные той частью момента количества движения, которая не была передана рабочему колесу.

В поворотно-лопастных гидротурбинах циркуляционные потери на нерасчетных режимах существенно ниже, что обеспечивает более широкий диапазон надежной эксплуатации этих гидротурбин по расходам (мощностям).

На рис. 6 изображен новый тип подводящих органов с сопловым аппаратом, объединенным со статором и направляющим аппаратом.

Спиральная камера с просторными меридиональными сечениями, со скоростями потока, позволяющими существенно уменьшить потери на трение и исключить образование крупномасштабных вихревых структур типа «парный вихрь», предназначена для подвода воды к сопловым каналам

с минимальными потерями. Необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения потока перед рабочим колесом формируется в сопловых каналах с минимальными потерями. При этом, как известно, сопловые каналы за счет конфузурности обеспечивают равномерный по высоте и окружному направлению подвод потока к рабочему колесу. Расчеты показывают, что существует возможность спроектировать каналы сопловых аппаратов, обеспечивающих в широком диапазоне работы гидротурбины ламинарный пограничный слой на поверхности каналов, т.е. существенно уменьшить потери энергии в подводящих каналах высоконапорных гидротурбин.

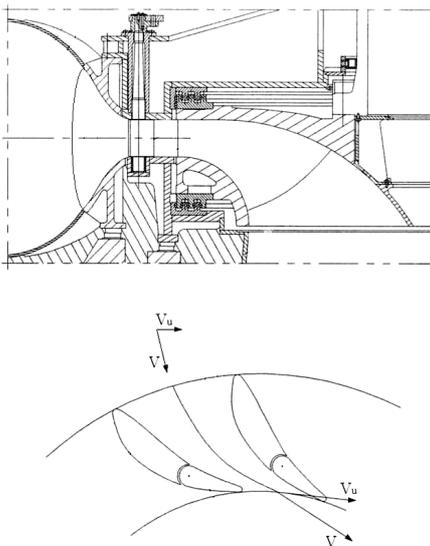


Рис. 6 – Радиально-осевая гидротурбина с сопловым аппаратом, объединенным со статором и направляющим аппаратом

Выводы. 1. Исследованы особенности рабочего процесса высоконапорных радиально-осевых гидротурбин, причины потерь энергии в подводящих органах и в каналах рабочего колеса.

2. Исследована вихревая структура потока в подводящих органах и в рабочем колесе высоконапорных гидротурбин и причины, влияющие на нестационарность потока, вызывающие пульсацию давления и, в итоге, вибрацию стенок, ограничивающих поток.

3. Предложены направления совершенствования проточных частей радиально-осевых гидротурбин, позволяющие повысить их эксплуатационные показатели и в первую очередь КПД, надежность и долговечность эксплуатации гидроагрегата.

Список литературы: 1. Потетенко О. В. Тенденции продвижения горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, С. М. Ковалев [и др.] // Вісник Сумського Державного університету. – 2010. – С. 125–135. 2. Потетенко О. В. Высоконапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85237 : опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. 3. Потетенко О. В. Высоконапірна радіально-осьова гідротурбіна / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Патент на винахід UA85090 : опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. 4. Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов // Декларативний патент на корисну модель ГФ15649 : опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2. 5. Потетенко О. В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, П. С. Зав'ялов [та ін.] // Декларативний патент на корисну модель UA5155 : опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2. 6. Эттинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Эттинберг, Б. С. Раухман. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с. 7. Потетенко О. В. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО 400, РО 500 и РО 600 / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Х., 2012. – №3/8 (57). – С. 50–57.

Bibliography (transliterated): 1. Potetenko, O. V., et al. "Tendencii prodvizhenija gorizont'al'nyh prjamotochnyh i vertikal'nyh radial'no-osevyh gidroturbin na vysokie napory s shirokim diapazonom jekspluatacii." *Visnyk Sumsk'koho Derzhavnogo universytetu*. 2010. 125–135. Print. 2. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85237. 12 January 2009. Print. 3. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina*. Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print. 4. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' HF15649. 17 July 2007. Print. 5. Potetenko, O. V., et al. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny*. Deklaratsiynyy patent na korysnu model' UA5155. 15 February 2005. Print. 6. Etinberg, I. E., and B. S. Rauhman. *Gidrodinamika gidravlicheskih turbin*. Leningrad : Mashinostroenie, 1978. Print. 7. Potetenko, O. V., V. E. Drankovskiy and E. S. Krupa. "Vikhrevaya struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modeley potoka v kanalakh vysokonapornykh radial'no-osevykh gidroturbin RO 400, RO 500 i RO 600." *Skhidno-Evropeys'kiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. Kharkiv, 2012. No. 3/8.57. 50–57. Print.

Поступила (received) 30.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Потетенко Олег Васильевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46.

Potetenko Oleg Vasilyevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate professor of the department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Крупа Евгений Сергеевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@mail.ru.

Krupa Evgeniy Sergeevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Docent of the department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@mail.ru.