

УДК 532.517

Быков Юрий Адольфович

Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного НАН Украины
Украина, Харьков¹
Ведущий инженер отдела нестационарной газодинамики и аэроупругости
Кандидат технических наук
E-Mail: bykow@ipmach.kharkov.ua

Орехов Генрих Васильевич

ФГБОУ ВПО «Московский государственный строительный университет»
Россия, Москва²
Заведующий кафедрой гидроэнергетики и использования водных ресурсов
Кандидат технических наук, доцент
E-Mail: orehov_genrih@mail.ru

Чурин Павел Сергеевич

ФГБОУ ВПО «Московский государственный строительный университет»
Россия, Москва
Научный сотрудник учебной, научно-производственной лаборатории
аэродинамических и аэроакустических испытаний строительных конструкций
E-Mail: pashok_@inbox.ru

Расчет течения в проточной части высоконапорной гидротурбины с заторможенным рабочим колесом радиально-осевого типа

¹ 61046, г. Харьков, ул. Д. Пожарского 2/10

² 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26

Аннотация: Статья посвящена исследованию течения в проточной части высоконапорной гидротурбины с радиально-осевым рабочим колесом. Данные исследования связаны с изучением вопроса о возможности пропуска холостых расходов через напорный турбинный тракт при остановленном рабочем колесе турбины. При этом поток воды проходит через лопатки направляющего аппарата и неподвижную решетку лопастей рабочего колеса. Для сравнения расчет произведен так же для вращающегося рабочего колеса гидротурбины с номинальной (синхронной) частотой. В работе рассматривается характер движения жидкости в лопастной системе рабочего колеса и в отсасывающей трубе. Расчет выполнен численным методом с использованием конечно-объемных элементов. Приведено распределение коэффициента давления жидкости по поверхностям лопастей рабочего колеса, со стороны давления и со стороны разряжения, а также линий тока как в лопастной системе, так и в отсасывающей трубе. Граничными условиями для расчета течения в отсасывающей трубе принималось течение на выходе из лопастной системы рабочего колеса. Особое внимание уделено образованию жгута в конусе отсасывающей трубы на режиме застопоренного рабочего колеса. Приведено сравнение опытных данных, полученных при исследовании характеристик закрученного потока в цилиндрической трубе с данными, полученными расчетным путем. Дана оценка гидродинамических воздействий со стороны потока на элементы гидроагрегата и строительные конструкции. Сделан вывод о том, что жгутовая частота соответствует частоте вращения закрученного потока жидкости, представляющего собой кольцевое цилиндрическое течение.

Ключевые слова: Пропуск воды через гидротехнические сооружения энергетического назначения; плотина; гидротурбина; проточная часть гидротурбины; численное моделирование; уравнение Навье-Стокса; дифференциальные уравнения; алгоритм расчета стационарного течения; линейная $k-\omega$ модель турбулентности; давление жидкости; линии тока; жгутовая динамика.

Идентификационный номер статьи в журнале 178TVN214

Ситуация, заключающаяся в необходимости пропуска холостых расходов реки через проточный тракт высоконапорной турбины при неработающем гидроагрегате, может возникнуть как в период строительства гидроэлектростанции, так и в аварийной ситуации. Наиболее известным примером является авария на Саяно-Шушенской ГЭС.

Вопросы пропуска холостых, а именно строительных расходов через проточный тракт гидротурбины, как правило, недостроенный, ранее изучались преимущественно на гидравлических моделях применительно к низконапорным ГЭС [1,2, 4, 8, 10]. Результаты многих из этих исследований опубликованы в специальной технической литературе; наиболее подробный их обзор дан в справочном пособии "Гидравлические расчеты водосбросных гидротехнических сооружений", Москва, "Энергоатомиздат", 1988, глава 38; "Пропуск строительных расходов воды и льда через временные водосбросы". Заключение относительно самой возможности пропуска холостых расходов через проточный тракт высоконапорной турбины неработающего агрегата (рабочее колесо заторможено), пропускной способности проточного тракта гидротурбины и возникающих при этом нагрузок на элементы сооружения пока может быть сделано только умозрительно на основании анализа ранее выполненных исследований, проведенных применительно именно к недостроенным турбинным блокам низконапорных турбин, построенным из железобетона и рассчитанными на значительно более низкие скорости потока.

Исследовательский и практический опыт пропуска холостых расходов через турбинные блоки с гидротурбинами радиально-осевого типа (Френсиса), которые устанавливаются на ГЭС при напорах 80-300 м отсутствует.

Для рассмотрения вопроса о характере и особенностях прохождения потока через лопастную решетку заторможенного рабочего колеса (частота вращения рабочего колеса $n = 0$) и отсасывающую трубу было выполнено численное моделирование вязких течений в трехмерной постановке. В Институте проблем машиностроения разработан комплекс программ, позволяющий выполнять моделирование трехмерных вязких течений в проточных частях турбомашин с использованием различных методов моделирования турбулентности.

Разработанные методы позволяют моделировать течения широкого диапазона чисел Рейнольдса, в том числе соответствующие параметрам аэродинамического эксперимента для проточных частей радиально-осевых гидротурбин [3, 6,12,13]. Используемый для конкретного расчета метод конечных объемов основан на методе С.К.Годунова[3] и имеет второй порядок аппроксимации по пространственным координатам. При исследовании течений в проточной части гидромашин наряду с использованием воды в качестве рабочей среды широко применяется и аэродинамический эксперимент, выполняемый при малых числах Маха ($M < 0,3$), что позволяет пренебречь сжимаемостью рабочего тела [9,11]. Это дает основание применить для решения задачи расчета стационарного течения жидкости в рабочем колесе методы и программы расчета гидроаэродинамических течений в каналах турбомашин.

Стационарное течение вязкой жидкости во вращающейся системе координат описывается системой, состоящей из уравнений неразрывности и уравнений движения Навье-Стокса, которые могут быть записаны для трехмерного потока в дивергентной форме:

$$\frac{\partial}{\partial t} \mathbf{U} + \frac{\partial}{\partial x_1} \mathbf{F}_1 + \frac{\partial}{\partial x_2} \mathbf{F}_2 + \frac{\partial}{\partial x_3} \mathbf{F}_3 = \mathbf{G}, \quad (1)$$

где,

$$\begin{aligned}
 \mathbf{U} &= \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v_1 \\ \rho v_2 \\ \rho v_3 \\ e \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_1 = \begin{bmatrix} \rho v_1 \\ p + \rho v_1^2 - \tau_{11} \\ \rho v_1 v_2 - \tau_{12} \\ \rho v_1 v_3 - \tau_{13} \\ (p + e)v_1 - v_1 \tau_{11} - v_2 \tau_{12} - v_3 \tau_{13} - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_1} \end{bmatrix}, \\
 \mathbf{F}_2 &= \begin{bmatrix} \rho v_2 \\ \rho v_1 v_2 - \tau_{21} \\ p + \rho v_2^2 - \tau_{22} \\ \rho v_2 v_3 - \tau_{23} \\ (p + e)v_2 - v_1 \tau_{21} - v_2 \tau_{22} - v_3 \tau_{23} - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_2} \end{bmatrix}, \\
 \mathbf{F}_3 &= \begin{bmatrix} \rho v_3 \\ \rho v_1 v_3 - \tau_{31} \\ \rho v_2 v_3 - \tau_{32} \\ p + \rho v_3^2 - \tau_{33} \\ (p + e)v_3 - v_1 \tau_{31} - v_2 \tau_{32} - v_3 \tau_{33} - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_3} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 \\ v_2 \Omega + x \Omega^2 \\ -v_1 \Omega + y \Omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \\
 e &= \rho \left(\varepsilon + \frac{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 - \Omega^2 r^2}{2} \right).
 \end{aligned} \tag{2}$$

Здесь ρ – плотность жидкости; p – давление; v_1, v_2, v_3 – компоненты скорости; – полная энергия единицы объема; ε – внутренняя энергия единицы массы; Ω – скорость вращения системы координат (равная частоте вращения рабочего колеса).

Касательные напряжения равны:

$$\tau_{ij} = \tau_{ij}^L + \tau_{ij}^T, \tau_{ij}^L = 2\mu(S_{ij} - \frac{1}{3}S_{nn}\delta_{ij}),$$

$$\tau_{ij}^T = 2\mu_T(S_{ij} - \frac{1}{3}S_{nn}\delta_{ij}) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}, S_{ij} = \frac{1}{2}(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}).$$

В выражениях (2) T — температура, λ — коэффициент теплопроводности. Для определения турбулентной вязкости μ_T и турбулентной кинетической энергии k используется линейная k - ω модель турбулентности [3]:

$$\mu_T = \rho \frac{k}{\omega},$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i - (\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i}) = \Pi - \beta^* \rho \omega k,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega v_i - (\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i}) = \alpha \frac{\omega}{k} \Pi - \beta \rho \omega^2,$$

$$\Pi = \tau_{ij}^T S_{ij} = 2\mu_T \left[\left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_3}{\partial x_3} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_2}{\partial x_2} + \frac{\partial v_3}{\partial x_3} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_2} + \frac{\partial v_2}{\partial x_1} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_1} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_2}{\partial x_3} + \frac{\partial v_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_2}{\partial x_2} + \frac{\partial v_3}{\partial x_3} \right).$$

Здесь $\sigma_k = 1/2$, $\sigma_\omega = 1/2$, $\beta^* = 9/100$, $\beta = 3/40$, $\alpha = 5/9$.

Основной идеей алгоритма расчета стационарного течения является принцип установления по времени, который подробно описан в работе [5].

Для замыкания уравнений гидродинамики на границах расчетной области ставились следующие граничные условия: на входе задавались полное давление и полная температура, направление потока. На выходе задавалось статическое давление. На поверхности лопасти рабочего колеса задавалось условие прилипания для компонент скорости. Градиент давления в нормальном направлении и градиент температуры равны нулю.

Для уравнений модели турбулентности задавались следующие граничные условия: на входе

$$k = 1.5(u_{in} Tu_{in})^2, \omega = k^{1/2} / L \quad (3)$$

В выражении (3) u_{in} — скорость потока на входе, Tu_{in} — интенсивность турбулентности на входе, L — масштаб турбулентных вихрей.

На поверхности лопасти при $k = 0$,

$$\omega = 60\mu / (\rho\beta(\Delta y_1)^2) \quad (4)$$

Здесь μ – вязкость, ρ – плотность, β – коэффициент модели турбулентности, Δy_1 – расстояние до поверхности лопасти.

В качестве масштаба турбулентных вихрей принималась величина 5% от длины осевой хорды лопасти.

По описанному выше алгоритму был выполнен расчет стационарного течения в канале рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Быстроходность гидротурбины определялась по формуле:

$$n_s = 3,65n'_1\sqrt{Q'_1\eta} \quad (5)$$

где: n'_1 – приведенная, единичная частота вращения, соответствующая оптимальной зоне работы гидротурбины, равная 67 мин^{-1} ; Q'_1 – приведенный расход, равный 500 л/с .

При этих значениях приведенных величин, учитывая, что $\eta=0,945$ (для модели), коэффициент быстроходности равен $n_s = 168,1 \text{ мин}^{-1}$.

Вначале был произведен расчет течения при номинальном (максимальном по мощности) режиме работы гидротурбины. В качестве расчетных режимных параметров приняты величины приведенного расхода $Q'_1 = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и приведенных оборотов $n'_1 = 67 \text{ мин}^{-1}$, соответствующие точке вблизи линии ограничения мощности характеристики гидротурбины в турбинном режиме. Диаметр рабочего колеса равен $D_1 = 1 \text{ м}$, напор $H = 1,0 \text{ м вод.ст.}$ Проведено моделирование течения для режима работы гидротурбины на максимальной мощности с приведенной скоростью вращения $n'_1 = 67 \text{ мин}^{-1}$ и углом течения $\beta = 38^\circ$.

В соответствии с рекомендациями работы [9] был произведен пересчет вышеприведенных режимных параметров для жидкости в аэродинамические, которые использованы в расчете.

На рисунке 1 приведено распределение относительного коэффициента давления

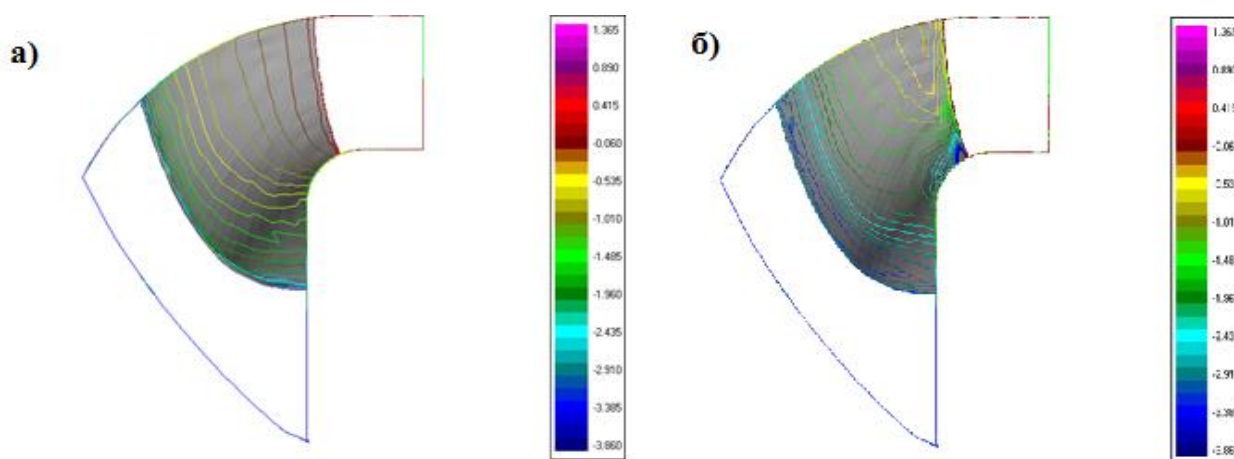


Рис. 1. Распределение коэффициента давления на стороне давления (а) и на стороне разрежения (б) лопасти рабочего колеса

$$c_p = \frac{p(x) - p_1}{p_0 - p_1}$$

на стороне давления и разрежения лопасти рабочего колеса для режима работы с максимальной мощностью, здесь $p(x)$ – распределение давления на профиле по хорде, p_1 – давление на входе в расчетную область, p_0 – полное давление или давление заторможенного потока.

На рисунке 2 приведены результаты расчетов траектории движения частиц жидкости в относительном движении на конформном отображении расчетной области соответственно для втулочного, среднего и периферийного сечений для режима с максимальной мощностью (приведенная частота вращения $n'_1 = 67 \text{ мин}^{-1}$). Очевидно, что на втулочном и среднем сечении рабочего колеса течение носит безотрывный характер. В периферийном сечении у передней кромки на стороне разрежения наблюдается область торможения, вызванная большой кривизной поверхности обода.

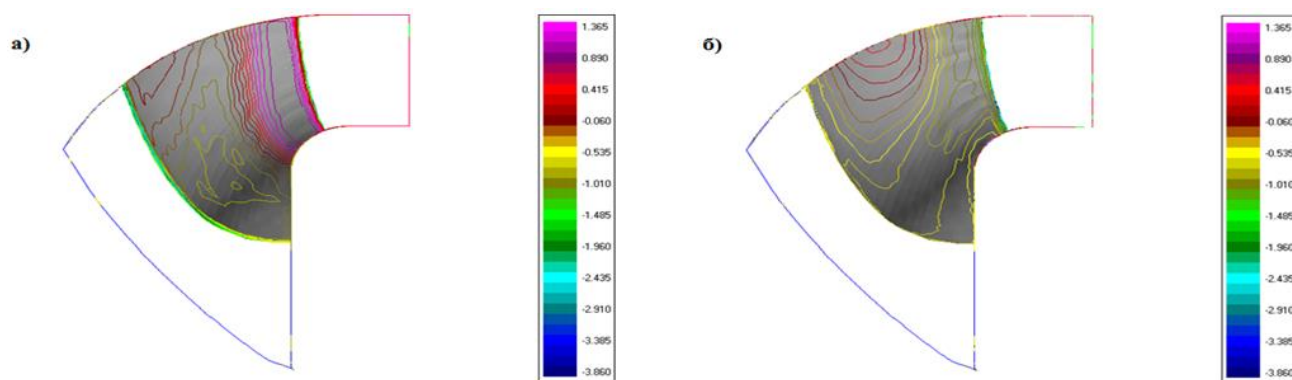


Рис. 2. Траектории движения частиц в относительном движении для втулочного (а), среднего(б) и периферийного(в) сечений для режима максимальной мощности

Наибольший интерес в рамках данной статьи представляет расчет для режима обтекания лопастной решетки рабочего колеса и характер течения в отсасывающей трубе для режима с заторможенным рабочим колесом. При этом частота вращения турбины $n=0 \text{ мин}^{-1}$. Угол натекания потока $\beta = 59^\circ$. На этом режиме лопастная система рабочего колеса будет создавать мощный закрученный поток в конусе отсасывающей трубы, что будет сказываться на работу всей проточной части турбины.

На рисунке 3 приведены результаты расчетов распределения относительного коэффициента давления $C_p = p(x) - p_1 / p_0 - p_1$ на стороне давления и разрежения лопасти рабочего колеса для режима с заторможенным рабочим колесом ($n=0 \text{ мин}^{-1}$). Хорошо заметна область повышенного давления на стороне давления лопасти, соответствующая углу натекания потока. На стороне разрежения у передней кромки и ближе к ободу наблюдается распределение давления, характерное для возникновения отрывов. На рисунке 4 приведены траектории движения частиц в относительном движении на конформном отображении расчетной области соответственно для втулочного, среднего и периферийного сечений для режима $n=0 \text{ мин}^{-1}$.

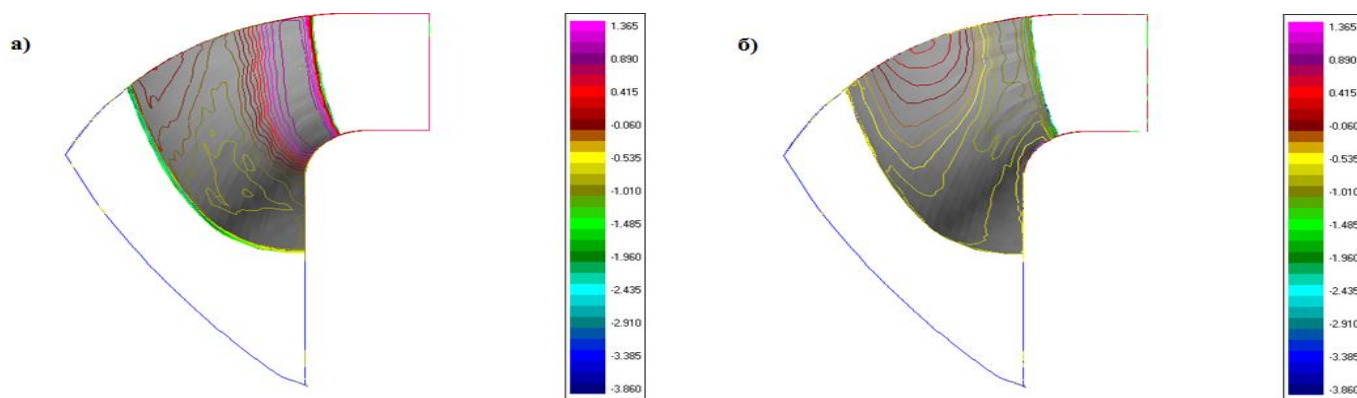


Рис. 3. Распределение давления на стороне давления (а) и на стороне разрежения (б) лопасти рабочего колеса. Режим $n=0 \text{ мин}^{-1}$

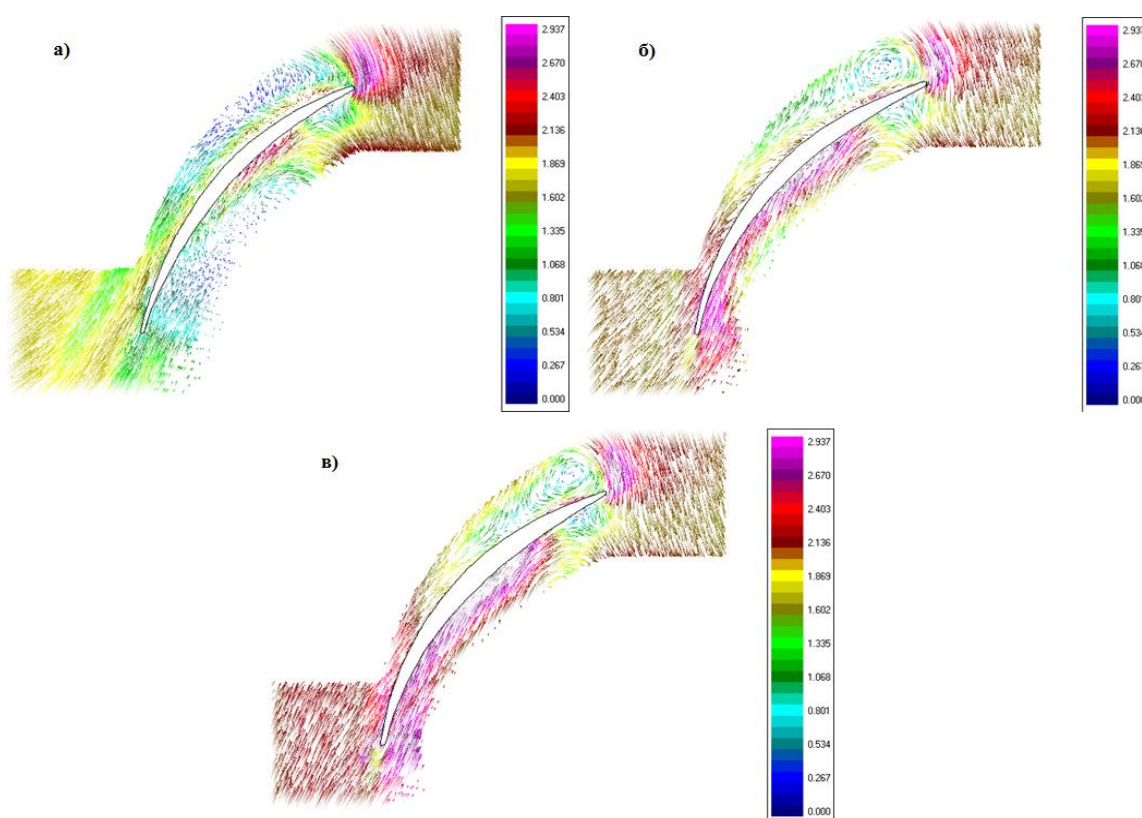


Рис. 4. Траектории движения частиц для втулочного (а), среднего (б) и периферийного (в) сечений на режиме с застопоренным рабочим колесом ($n=0 \text{ мин}^{-1}$)

Во всех сечениях отчетливо наблюдаются зоны с ярко выраженными отрывными явлениями, вызванными чрезмерным углом атаки на входную кромку лопастей. Во втулочном сечении в межлопаточном канале наблюдается обширная область заторможенного потока, наличие которой приводит к значительному уменьшению скоростей течения на выходе из колеса. Большие (нерасчетные) углы атаки могут приводить к возникновению обширных кавитационных зон, ограничивающих продолжительность работы всей конструкции на режиме с заторможенным рабочим колесом. Важным выводом данного расчета является тот факт, что полученный характер обтекания лопастной системы рабочего колеса указывает на наличие сильных нестационарных процессов в системе лопать-поток, которые наверняка будут

вызывать сильные вибрации, передающиеся на все элементы гидроагрегата в целом и элементы опорных конструкций.

Интересно отметить, что величина углов скорости на выходе из лопастной решетки для нерасчетного режима ($n=0 \text{ мин}^{-1}$) мало отличаются от таковых для относительных скоростей при номинальном режиме работы турбина на максимальной мощности ($n'_1 = 67 \text{ мин}^{-1}$), то есть несущественно зависят от углов натекания потока β .

Характер течения потока в отсасывающей трубе на режиме максимальной мощности (приведенная скорость вращения $n'_1 = 67 \text{ мин}^{-1}$) показан на рисунке 5. Расчеты, проведенные для обтекания лопастной решетки рабочего колеса явились граничными условиями для расчета течения в отсасывающей трубе.

На диаграмме рисунка 5,а показаны результаты расчетов применительно для всей проточной части отсасывающей трубы. На рисунке 5,б и 5,в фрагменты картины течения: верхняя часть конуса отсасывающей трубы, непосредственно примыкающая к выходным кромкам лопастей рабочего колеса и верхняя часть колена отсасывающей трубы.

Результаты расчетов показывают, что течение в отсасывающей трубе близко к осевому. Закрутка потока в конусе отсутствует. Наибольшая часть транзитного потока в конусе сосредоточена в приосевой зоне, где скорости максимальные. На периферии конуса, у его стенок скорости существенно ниже (рисунок 5.б). В верхней части колена отсасывающей трубы наблюдается обширная рециркуляционная (вихревая) область, уменьшающая проходное поперечное сечение колена трубы.

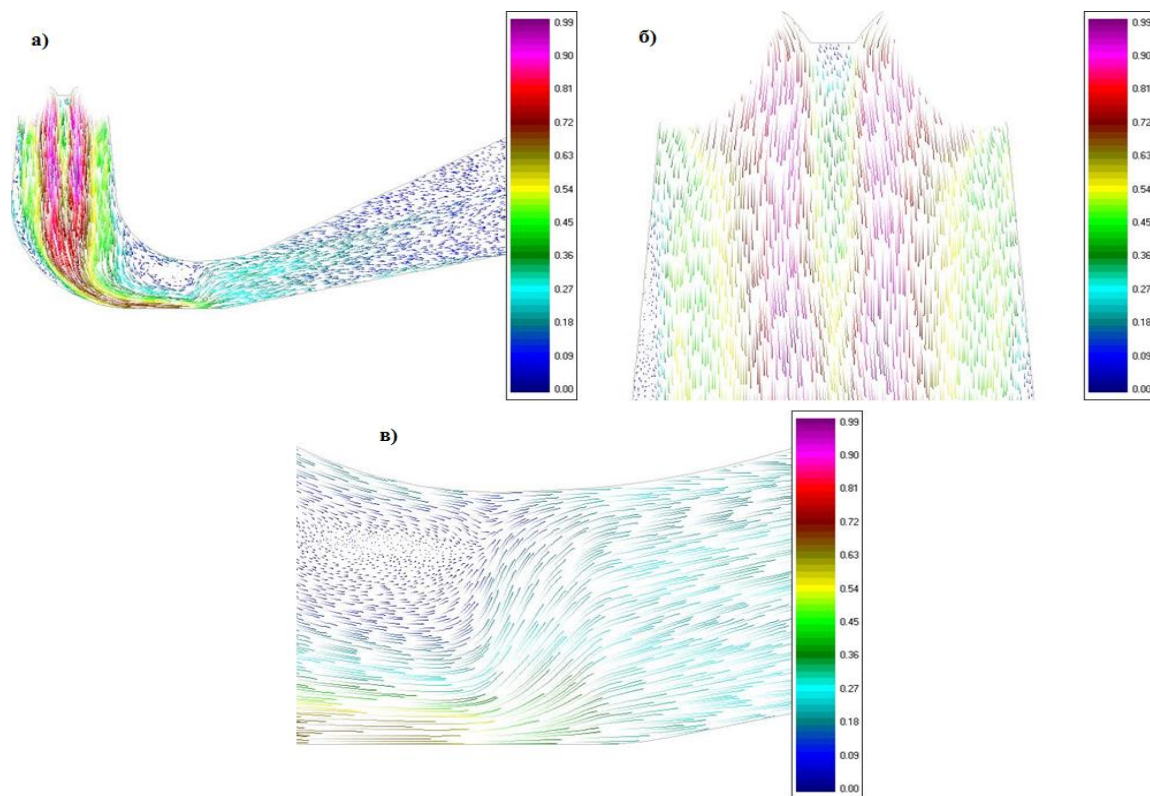


Рис. 5. Характер течений в отсасывающей трубе
на номинальном (максимальном) режиме ($n'_1 = 67 \text{ мин}^{-1}$)

Картина течения в отсасывающей трубе кординально меняется при застопоренном рабочем колесе (режим $n=0$ мин⁻¹). Видно, что в конусе отсасывающей трубы формируется закрученный поток с разрывом сплошности потока. Фактически здесь жидкость занимает кольцевое пространство у стенок конуса. Внутри потока образуется ядро (жгут) с пониженным давлением (вакуум), заполненное насыщенными парами воды (рисунок 6 и 6,б). Область ядра распространяется до колена, где замыкается на объем воды, находящейся на выходе из колена (рисунок 6,в). В этой области возникает явление прецессии (перемещение продольной оси) жгута или иначе говоря жгутовой динамики.

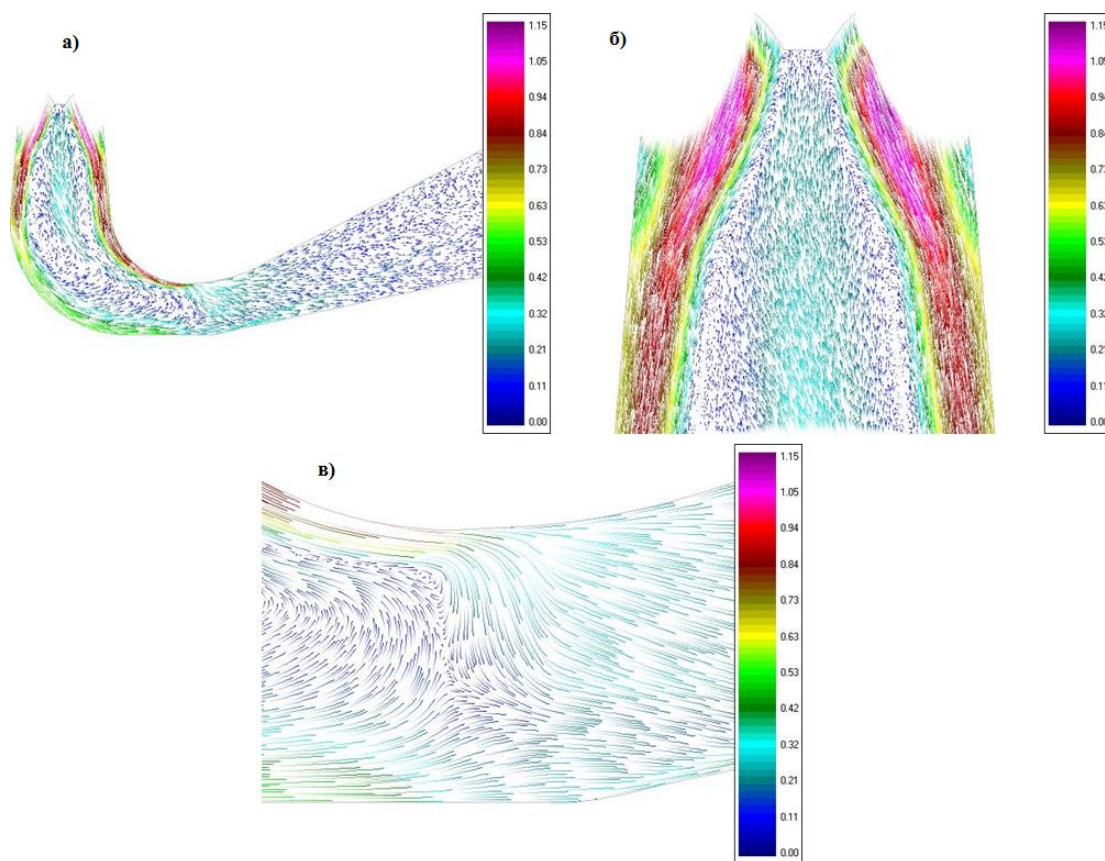


Рис. 6. Характер течений в отсасывающей трубе при заторможенном колесе (режим $n=0$ мин⁻¹)

Изучению явления жгутовой динамики посвящен ряд специальных работ. Известно [2, 7], что жгутовая динамика характеризуется невысокой частотой и связана с прецессией ядра (жгута) закрученного потока, когда в динамический процесс втягиваются не отдельные небольшие массы турбулентных вихрей, а вся масса потока, при этом течение теряет устойчивость в целом. Жгутовая динамика больших водных масс представляет исключительную опасность. Для появления жгутовой динамики необходимо чтобы в приосевой зоне (ядре, жгуте) закрученного потока давление было существенно ниже, чем в близко расположенных створах ниже по течению. Тогда значительные массы воды из створов ниже по течению под действием отрицательного градиента давления затягиваются в ядро встречного закрученного потока, вступают с ним во взаимодействие, закручиваются и выбрасываются обратно. Процесс периодических «заплесков» в результате меняет структуру закрученного течения: прямолинейная ось жгута закрученного потока искривляется и начинает вращаться вокруг геометрической оси водовода (прецессировать) с некоторой угловой частотой $\Omega_{\text{ПРЕЦ}}$, т.е. течение теряет осевую симметрию и устойчивость. Именно такие условия имеют место в конусе отсасывающей трубы при застопоренном рабочем колесе. Значительный

вакуум в приосевой зоне закрученного потока, сходящего с застопоренного рабочего колеса, встречается с существенным подпором, определяемым уровнем нижнего бьефа. В результате возникает тот самый отрицательный градиент давления, приводящий в действие механизм «заплесков» с последующей жгутовой динамикой.

Какую динамику следует ожидать в конусе отсасывающей трубы и под крышкой гидротурбины. Для ответа на этот вопрос мы воспользуемся результатами исследований процесса потери жгутовой устойчивости закрученного потока. В результате этих исследований было установлено, что жгутовая динамика, связанная с потерей устойчивости закрученного течения в целом, имеет частоту вращения самого потока, или той части потока, которая непосредственно примыкает к жгуту. Это соответствует и данным цитированных выше работ [2,7]. В качестве примера приведем графики спектральной плотности пульсаций давления на стенках цилиндрической трубы в режиме потери жгутовой устойчивости закрученного потока (рисунок 7).

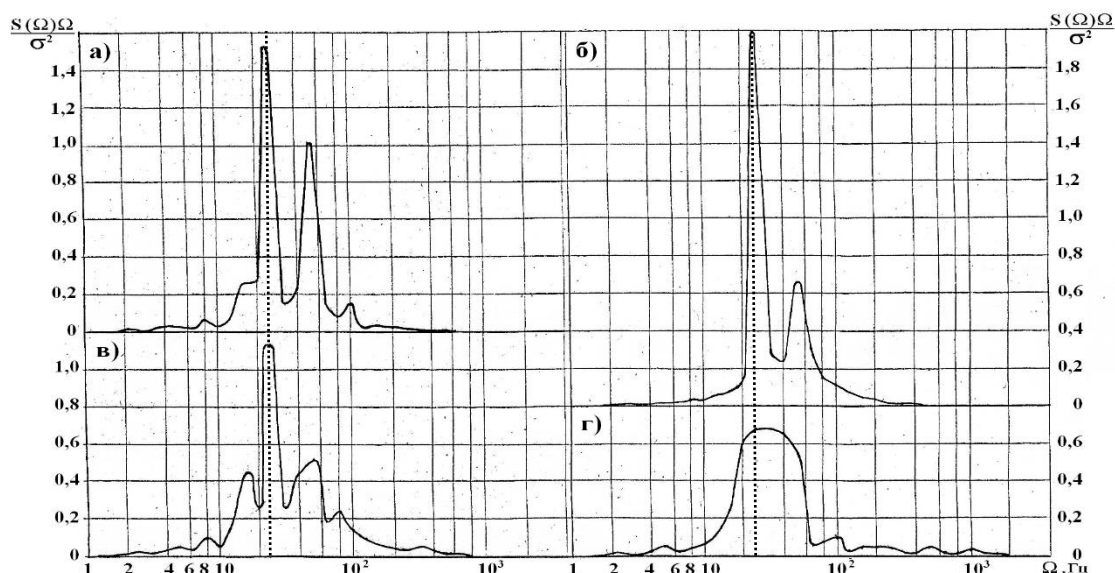


Рисунок 7. Нормированные энергетические спектры пульсаций давления на стенках цилиндрической трубы при $A = 2,34$, $Q = 27,8$ л/с, $H = 7,5$ м,

$P_0 / \rho g H = -0,20$: а – створ на расстоянии $l = 0,067R$ от начала участка потери устойчивости жгута (стандарт пульсаций в створе $\sigma = 0,046$), б – створ $0,67R$ ($\sigma = 0,108$), в – створ $2,0R$ ($\sigma = 0,045$), г – створ $5,0R$ ($\sigma = 0,016$)

На рисунке обозначены: расход потока $Q = 27,8$ л/с, действующий напор $H = 7,5$ м, относительное избыточное давление в вихревом жгуте $P_0 / \rho g H = -0,20$ (вакуум 1,5 м), радиус водовода $R = 53,5$ мм, стандарты пульсаций давления в створах измерения σ , а также гидравлическая характеристика закрученного потока (или интенсивность закрутки [7])

$$A = \frac{\Gamma R}{2Q} = \frac{2\pi R u \cdot R}{2Q} = \frac{u \pi R^2}{Q} = \frac{u}{V}, \quad (6)$$

где Γ – циркуляция в окружающем вихревое ядро закрученном потоке, $\Gamma = 2\pi R u$, u – окружная скорость на радиусе R , V – среднерасходная скорость $V = Q / \pi R^2$.

Из рисунка 7 следует, что в заданном режиме имеет место явно выраженная потеря устойчивости закрученного потока со жгутовой частотой в диапазоне 21 – 23 Гц. Если теперь принять высказанное выше положение, согласно которому жгутовая частота равна частоте вращения самого потока, т.е.

$$\Omega_{\text{ПРЕЦ}} = \frac{u}{2\pi R}, \quad (7)$$

то легко видеть, что полученное в опыте значение жгутовой частоты точно совпадает с расчетной частотой вращения закрученного потока

$$\Omega_{\text{ПРЕЦ}} = \frac{QA}{2\pi^2 R^3} = \frac{0,0278 \cdot 2,34}{2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,0535^3} = 21,5 \text{ Гц} \quad (8)$$

Отсюда можно спрогнозировать жгутовую частоту при застопоренном рабочем колесе. Будем полагать, что окружная скорость лопастей гидротурбины в номинальных режимах работы равна половине скорости натекающего на нее потока. В этом случае окружная скорость сходящего с лопастей потока по отношению к турбине будут также равна половине окружной скорости лопастей рабочего колеса, а по отношению к неподвижной системе координат будет равна нулю, т.е. поток в конусе отсасывающей трубы будет осевым. При застопоренной турбине картина течения будет иной: поток будет сходиться с лопастей рабочего колеса со скоростью натекания на них по отношению к неподвижной системе координат. Следовательно, если угловая частота натурной турбины, работающей в номинальном режиме с синхронной частотой вращения, равной 142,8 мин⁻¹ (2,38 Гц), то определяющая жгутовая частота динамического процесса за застопоренным (остановленным) рабочим колесом может достигать 4,76 Гц.

Амплитуда пульсаций. Мы полагаем, что ее следует принимать максимально возможной. Нами зафиксирован стандарт пульсаций, равный в зоне биения жгута $\sigma = 0,108$. Принимая амплитуду пульсаций, равной тройному стандарту, при напоре $H = 200 \text{ м вод.ст.}$ (напор на Саяно-Шушенской ГЭС) получим

$$\Delta H = \pm 3\sigma H = \pm 3 \cdot 0,108 \cdot 200 = \pm 65 \text{ м} \quad (9)$$

Очевидно, что в этом случае при заглублении конуса отсасывающей трубы под уровень нижнего бьефа на 16 м половину времени давление у облицовок будет падать до давления парообразования, т.е. они будут находиться под воздействием интенсивной кавитации.

В связи с изложенным к облицовке отсасывающей трубы должны быть предъявлены соответствующие требования. Так, например, расчетные знакопеременные давления у обтекаемых поверхностей (от плюс 800 до минус 100 кПа) требуют надежной совместной работы облицовки с бетоном. Отсутствие совместной работы даже на небольшом по площади участке может привести к разрушению практически всей облицовки. Насколько нам известно, данная задача не имеет в настоящее время удовлетворительного технического решения применительно к такой сложной конструкции, как отсасывающая труба.

Кроме того, как уже отмечалось выше, к интенсивным динамическим воздействиям со стороны прецессирующего жгута в отсасывающей трубе добавляются динамические возмущения, возникающие в лопастной системе при нерасчетных углах натекания потока при застопоренном рабочем колесе.

В целом идея пропуска холостых расходов через высоконапорный гидротурбинный блок с радиально-осевой застопоренной гидротурбиной представляется весьма проблемной и требует дополнительных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абелев А.С., Соловьева А.Г. Гидравлические условия пропуска расходов через здания строящихся гидроэлектростанций. Л.: Изв. ВНИИГ, 1983, т. 168. с. 71-78
2. Бондаренко В.Б., Волшаник В.В., Иванова Т.А., Роева Л.А., Федоров А.Б. Закрученный поток жидкости в изогнутых водоводах. Тр. МИСИ, вып.187. М., 1984. с. 107-113
3. Быков А.А., Дедков В.Н., Быков Ю.А. Численное исследование пространственного вихревого течения жидкости в отсасывающей трубе гидротурбины средней быстроходности. Харьков, Институт проблем машиностроения, 2003. - 6, № 2
4. Гаген А.В. О холостых попусках воды через проточную часть капсульного агрегата. Л.: Тр. ЛПИ, №289. "Энергия", 1968. с. 131-134
5. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. и др. Численное решение многомерных задач газовой динамики. М.: Наука, 1976. 400 с.
6. Дедков В.Н., Быков Ю.А. Численное моделирование течения жидкости в рабочем колесе радиально-осевой обратимой гидромашин // Вестник НТУ "ХПИ": Динамика и прочность машин. 2002. 12, № 9
7. Кныш Ю.А., Урывский А.Ф. Модель прецессии вихревого ядра закрученной струи // Изв. вузов, Авиационная техника, 1984, 3, с. 41-44
8. Николаев Ю.Г., Якобсон А.Г. Пропуск расходов реки при гидротехническом строительстве. М.: "Энергия", 1978.
9. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л., "Машиностроение", 1974.
10. Рубинштейн Г.Л., Рудакова М.Д. Пропуск строительных расходов через недостроенные бетонные сооружения гидроузлов / Обзорная информация: Серия. Гидроэлектростанции / М.: Информэнерго, 1980.
11. Bader R., Fritz J., Mochkaai Y., Knapp W., Schilling R. Experimental and theoretical loss analysis in Kaplan turbine // PD Symposium, France – 1998.
12. Bykov A.A., Dedkov V.N., Steller J., Bykov Yu. A Numerical Modelling of Flow in the Draft Tube of a Hydraulic Turbine // Pr. Intern. Conf. SYMKOM'02 Cieplnemaszynprzeplwyowy: turbomachinery, Lodz – 2002. - No.122.
13. Bykov A.A., Dedkov V.N., Steller J., Bykov Yu.A. Numerical Modelling of Flow in the Runner of a Hydraulic Turbine // Pr. Intern. Conf. SYMKOM'02 Cieplnemaszynprzeplwyowy: turbomachinery, Lodz – 2002. - No.122.

Рецензент: Дубинский Сергей Иванович. кандидат технических наук, доцент, главный специалист ООО «ГК-ТЕХСТРОЙ».

Yuri Bykov

Institute of Problems of Mechanical Engineering, A.N.Podgornogo NAS of Ukraine
Ukraine, Kharkov

E-Mail: bykow@ipmach.kharkov.ua

Genrih V. Orehov

Moscow State University of Civil Engineering
Russia, Moscow

E-Mail: orehov_genrih@mail.ru

Pavel Churin

Moscow State University of Civil Engineering
Russia, Moscow

E-Mail: pashok_@inbox.ru

Computation of the flow in the flowing part of high-pressure water turbine with locked impeller axial-radial type

Abstract: The article investigates the flow in flowing part of the high-pressure hydraulic turbine with radial-axial impeller. These studies relate to the study of the possibility of skipping idle costs through a pressure tract with stopped turbine wheel. In this case the flow of water passes through the guide vanes and a fixed array of impeller blades. For comparison, calculations are made for the same rotating impeller hydraulic turbine with a nominal (synchronous) frequency. This paper considers the nature of the fluid in the system blade impeller and the draft tube. The calculation is performed by a numerical method using finite-volume elements. Shows the distribution fluid pressure on the surfaces of the impeller blades, as well as the streamlines in a blade system and the exhaust pipe. The boundary conditions for calculating the flow in the exhaust pipe taken flow on the output of a blade of the impeller. Particular attention is paid to the formation of the harness in the cone of the draft tube on the mode with locked impeller.

The comparison of experimental data obtained in the study of the characteristics of swirling flow in a cylindrical tube with the data obtained by calculation. The article assesses the dynamic effects on the hydraulic unit and elements of building construction. It is concluded that the frequency corresponds knotted speed swirling flow, which is a cylindrical annular flow.

Keywords: The passage of water through the hydraulic structures energy purposes; dam; turbine; hydraulic turbine flowing part; numerical simulation; Navier-Stokes equations; differential equations; the algorithm for calculating the stationary flow; linear $k-\omega$ turbulence model; the fluid pressure; streamlines; knotted dynamics.

Identification number of article 178TVN214

REFERENSIS

1. Abelev A.S., Solov'eva A.G. Gidravlicheskie uslovija propuska rashodov cherez zdaniya strojashhihsja gidrostancij. L. :Izv. VNIIG, 1983, t. 168. s. 71-78
2. Bondarenko V.B., Volshanik V.V., Ivanova T.A., Roeva L.A., Fedorov A.B. Zakruchenyj potok zhidkosti v izognutyh vodovodah. Tr. MISI, vyp.187. M.,1984. s. 107-113
3. Bykov A.A., Dedkov V.N., Bykov Ju.A. Chislennoe issledovanie prostranstvennogo vihevogo techenija zhidkosti v otsasyvajushhej trube gidroturbiny srednej bystrohodnosti. Har'kov, Institut problem mashinostroenija, 2003. - 6, № 2
4. Gagen A.V. O holostyh popuskah vody cherez protochnuju chast' kapsul'nogo agregata. L.: Tr. LPI, №289. "Jenergija", 1968. s. 131-134
5. Godunov S.K., Zabrodin A.V., Ivanov M.Ja. i dr. Chislennoe reshenie mnogomernyh za-dach gazovoj dinamiki.M.:Nauka, 1976. 400 s.
6. Dedkov V.N., Bykov Ju.A. Chislennoe modelirovanie techenija zhidkosti v rabochem ko-lese radial'no-osevoj obratimoj gidromashiny//Vestnik NTU "HPI":Dinamika i prochnost' mashin. 2002. 12, № 9
7. Knysh Ju.A., Uryvskij A.F. Model' precessii vihevogo jadra zakruchennoj strui//Izv. vuzov, Aviac. tehnika, 1984, 3, s. 41-44
8. Nikolaev Ju.G., Jakobson A.G. Propusk rashodov reki pri gidrotehnicheskom stroitel'stve. M.: "Jenergija", 1978.
9. Povh I.L. Ajerodinamicheskij jeksperiment v mashinostroenii. L., "Mashinostroe-nie", 1974.
10. Rubinshtejn G.L., Rudakova M.D. Propusk stroitel'nyh rashodov cherez nedostroennye betonnye sooruzhenija gidrouzlov / Obzornaja informacija: Serija. Gidrojelektro-stancii / M.: Informjenergo, 1980.
11. Bader R., Fritz J., Mochkaai Y., Knapp W., Schilling R. Experimental and theoretical loss analysis in Kaplan turbine//PD Symposium, France – 1998.
12. 12.Bykov A.A., Dedkov V.N., Steller J., Bykov Yu. A NumericalModellingof-FlowintheDraftTubeof a HydraulicTurbine//Pr. Intern. Conf. SYMKOM'02 Sieplnemaszynprzeplywowo: turbomachinery, Lodz – 2002. - No.122.
13. Bykov A.A., Dedkov V.N., Steller J., BykovYu.A. Numerical Modelling of Flow in the Runner of a Hydraulic Turbine//Pr. Intern. Conf. SYMKOM'02 Sieplnemaszynprzeply-wowo: turbomachinery, Lodz – 2002. - No.122.