

УДК 621.224

Наведено результати використання методів математичного моделювання для розрахункових досліджень просторових в'язких течій рідини в проточних частинах гідромашин. Математична модель базується на чисельному інтегруванні рівнянь Рейнольдса, які замикаються двопараметричною моделлю турбулентності SST Ментера. Надано аналіз та порівняння розрахункових та експериментальних даних

Ключові слова: чисельне моделювання, в'язка течія, проточна частина, гідротурбіна, насос-турбіна

Представлены результаты использования методов математического моделирования для расчетных исследований пространственных вязких течений жидкости в проточных частях гидромашин. Математическая модель основана на численном интегрировании уравнений Рейнольдса с замыкающей двухпараметрической моделью турбулентности SST Ментера. Приведен анализ и сравнение расчетных и экспериментальных данных

Ключевые слова: численное моделирование, вязкое течение, проточная часть, гидротурбина, насос-турбина

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ГИДРОТУРБИН

А. В. Рusanov

Доктор технических наук

Заместитель директора по научной работе,
заведующий отделом гидроаэромеханики
энергетических машин

Институт проблем машиностроения
им. А.Н. Подгорного НАН Украины
ул. Дм. Пожарского 2/10, г. Харьков,
Украина, 61046

E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua

1. Введение

Структура течения жидкости в гидротурбинах имеет сложный пространственный характер. Применимые в настоящее время методы расчета элементов проточной части и профилирования решеток статора, направляющего аппарата (НА), а также лопастных систем рабочего колеса (РК) в основном опираются на модели потенциального течения идеальной жидкости.

Физические процессы, связанные с вязкостью, такие как отрывы потока при обтекании решеток профилей, вторичные течения, обратные токи и структура потока в характерных сечениях проточной части оцениваются на основе результатов экспериментальных исследований и измерений потока зондами [1, 2]. Экспериментальные исследования течения жидкости в проточной части являются дорогостоящими, занимают много времени и не дают возможность получить характеристики потока в любой точке проточной части такие, как распределение давления и скорости при обтекании профилей.

При разработке новых и совершенствовании имеющихся проточных частей гидротурбин в настоящее время все большее значение приобретают расчетные исследования с применением современных численных методов расчета трехмерных вязких течений жидкости в каналах гидравлических машин.

В работе представлены результаты численного исследования пространственного вязкого течения жидкости в проточной части вертикальной осевой пово-

ротно-лопастной гидротурбины и радиально-осевой насос-турбины.

Исследование выполнено с помощью программного комплекса FlowER-U, позволяющего моделировать пространственные вязкие турбулентные течения несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин.

По результатам расчетов получены структура потока, осредненные характеристики, а также потери энергии во всей проточной части и отдельных ее элементах, проведено сравнение с результатами экспериментальных исследований на гидродинамических стендах.

2. Объект исследования

В качестве объекта исследования выбраны проточные части номенклатурной вертикальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ 20/811-В-50 [3] и радиально-осевой насос-турбины ОРО 170/5217-В-50, разработанной для Днестровской гидроаккумулирующей электростанции (ГАЭС) [4]. Для этих гидромашин известны геометрические данные проточной части и универсальные характеристики модели, полученные по результатам испытаний на гидродинамическом стенде.

Универсальная характеристика представляет собой зависимость КПД модели от режимных параметров: приведенного расхода Q'_1 и приведенной частоты вращения n'_1 .

Исследования гидротурбины ПЛ 20/811-В-50 выполнены для модели с диаметром РК $D_1=1$ м при напоре $H=1$ м.

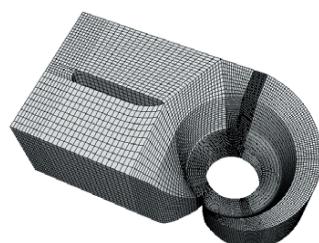
Рассматриваемая проточная часть включала спиральную камеру, решетки НА и РК, а также отсасывающую трубу (рис. 1).

Расчеты проведены для оптимального угла установки лопасти РК $\varphi_d=16^\circ$ при четырех значениях открытия НА $a_0= 55, 65, 75, 85$ мм и соответствующих им величинам приведенного расхода и приведенной частоты вращения, определенным по универсальной характеристике (табл. 1).

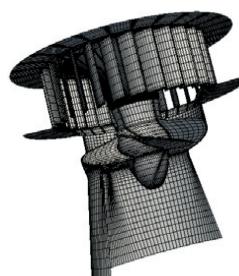
Таблица 1

Режимные параметры расчетных исследований

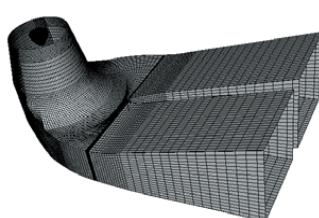
Параметр	Режим			
	1	2	3	4
a_0 , мм	55	65	75	85
Q'_1 , л/с	1005	1170	1360	1580
n'_1 , мин $^{-1}$	122	147	175	209
КПД, %	90,5	92	90	82



а



б



в

Рис. 1. Проточная часть гидротурбины ПЛ 20/811-В-50: а – спиральная камера, б – решетки НА и РК, в – отсасывающая труба

Расчетные исследования насос-турбины ОРО 170/5217-В-50 выполнялись для модели с диаметром РК $D_1=0,5$ м при напоре и расходе, соответствующих измеренным на стенде.

Расчетная область состояла из решетки статора с коническими кольцами и числом колонн $z_{ct}=20$, решетки НА с числом лопаток $z_0=20$ высотой $b_0=0,14D_1$ и профилем положительной кривизны, диаметром расположения осей поворота лопаток $D_0=1,2D_1$, РК с числом лопастей $z_1=7$ и конуса отсасывающей трубы (рис. 2).

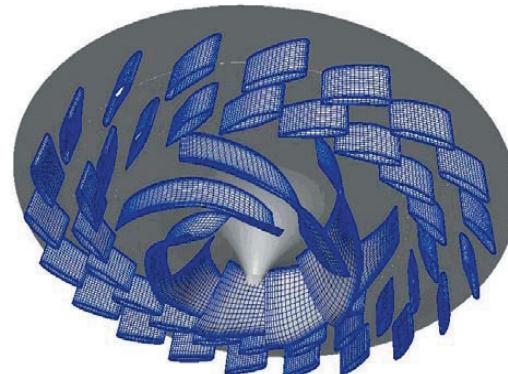


Рис. 2. Расчетная область насос-турбины ОРО 170/5217-В-50 со снятыми ободом и диффузором

Расчеты насос-турбины проведены для режимной точки с расходом $Q=348,8$ л/с, частотой вращения $n=660$ мин $^{-1}$, напором $H=17,45$ м при открытии НА $a_0=30$ мм, соответствующей максимальному значению КПД на универсальной характеристике модели.

На границах расчетной области задавались:

- на входе – вектор скорости потока, соответствующий необходимому расходу;
- на стенке – условие прилипания (скорость равна нулю);
- на выходе из отсасывающей трубы – статическое давление.

Исследуемая проточная часть гидротурбины ПЛ 20/811-В-50 отображалась на расчётную область с помощью сетки (рис. 1) с общим числом ячеек 5,5 млн.: спиральная камера – 2 млн., один межлопаточный канал в решетке НА – 500 тыс., один межлопаточный канал в решетке РК – 500 тыс. и отсасывающая труба – 2,5 млн.

Исследуемая проточная часть насос-турбины отображалась на расчётную область с помощью сетки с общим числом ячеек около 1,6 млн.

3. Математическая модель. Численный метод

Моделирование вязких течений несжимаемой жидкости в проточных частях гидротурбин выполняется на основе численного интегрирования уравнений Рейнольдса с дополнительным членом, содержащим искусственную сжимаемость [5, 6]

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{1}{J} \left(\frac{\partial J (E_i + E_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial J (F_i + F_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial J (G_i + G_v)}{\partial \zeta} \right) = H,$$

$$\begin{aligned}
 \text{где } Q &= \left(\begin{pmatrix} P \\ \beta & v & v & \omega \end{pmatrix} \right)^T, P = \frac{P}{\rho_*}, \\
 H &= \begin{pmatrix} 0 & 0 & 2\omega\Omega + y\Omega^2 & 2v\Omega + z\Omega^2 \end{pmatrix}^T, \\
 E_i &= \left(U, uU + \xi_x P, vU + \xi_y P, \omega U + \xi_z P \right)^T, \\
 E_v &= \left(0, \tau_{\xi\xi}, \tau_{\eta\xi}, \tau_{\zeta\xi} \right)^T, \\
 F_i &= \left(V, uV + \eta_x P, vV + \eta_y P, \omega V + \eta_z P \right)^T, \\
 F_v &= \left(0, \tau_{\xi\xi}, \tau_{\eta\xi}, \tau_{\zeta\xi} \right)^T, \\
 G_i &= \left(W, uW + \zeta_x P, vW + \zeta_y P, \omega W + \zeta_z P \right)^T, \\
 G_v &= \left(0, \tau_{\xi\xi}, \tau_{\eta\xi}, \tau_{\zeta\xi} \right)^T, \\
 U &= \xi_x u + \xi_y v + \xi_z \omega, \\
 V &= \eta_x u + \eta_y v + \eta_z \omega, \\
 W &= \zeta_x u + \zeta_y v + \zeta_z \omega, \\
 \xi &= \xi(x, y, z), \eta = \eta(x, y, z), \zeta = \zeta(x, y, z).
 \end{aligned}$$

Здесь Ω – угловая скорость; Q – вектор консервативных переменных; E_i, F_i, G_i – конвективные (невязкие) составляющие потоков; E_v, F_v, G_v – диффузионные (вязкие) составляющие потоков; x, y, z, t – декартовы координаты и время; ξ, η, ζ – обобщённые криволинейные координаты; J – якобиан преобразования координат; $P, p, v, \omega, \rho_*, I$ – кинематическое давление, давление, декартовы компоненты скорости, плотность и коэффициент искусственной сжимаемости соответственно. Предполагается, что температура жидкости постоянная.

Моделирование турбулентных эффектов выполнялось с помощью дифференциальной двухпараметрической модели SST Ментера [7].

Численное интегрирование уравнений проводится с помощью неявной квазимонотонной схемы Годунова второго порядка аппроксимации по пространству и времени. Подробное описание математической модели и численного метода представлено в работах [5, 6].

4. Результаты расчетного исследования течения

4.1. Поворотно-лопастная гидротурбина ПЛ 20/811-В-50

На рис. 3 представлено распределение абсолютной скорости и статического давления в спиральной камере в горизонтальном сечении, проходящем через середину колонн статора, при оптимальном режиме работы гидротурбины (режим 2, табл. 1).

Поток в спирали имеет сложную пространственную структуру. Величина абсолютной скорости V растет при приближении к колоннам статора и плавно уменьшается с увеличением угла охвата спирали. Максимальные ее значения наблюдаются вблизи кольца статора, а к середине канала снижаются на 4-9%. Значения угла α , формируемого спиральной камерой, существенно зависят от угла охвата ϕ и значительно меняются по высоте канала. Угол α меняется от 40° при $\phi=0^\circ$ до 31° в районе $\phi=90^\circ$ и затем повышается

до 35° . При угле $\phi>210^\circ$ угол α уменьшается от 104° до 40° . Определение угла за спиральной камерой, является одной из важных задач при расчете потока, поскольку позволяет более рационально проектировать колонны статора. Сравнение полученных результатов с данными экспериментальных исследований [8] показывает их хорошее количественное и качественное согласование.

Кроме того, величина осредненного угла потока $\bar{\alpha}=33,5^\circ$ в диапазоне угла охвата спирали $\phi=0-210^\circ$ хорошо согласуется с рекомендованным ОСТ осредненным углом спиральной камеры СУБ-0,43-210° [3].

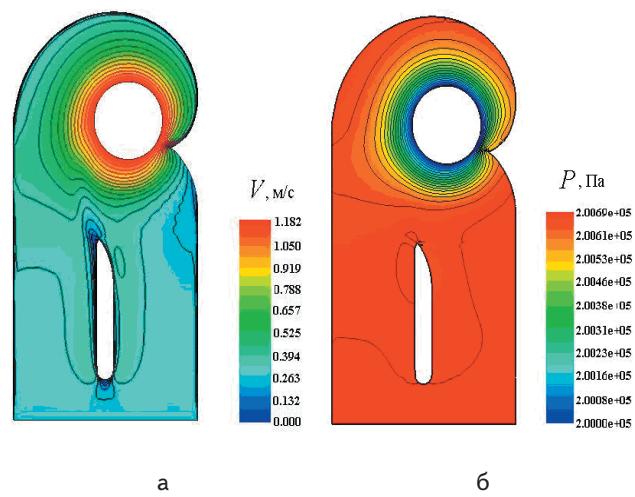


Рис. 3. Распределение абсолютной скорости (V) и статического давления (P) в спиральной камере:
а – распределение абсолютной скорости;
б – распределение статического давления

На рис. 4 представлены изолинии полной скорости V в области за НА для оптимального режима 2. Значения полной скорости и ее составляющих, а также угол потока за лопатками НА $\alpha_{2\text{пот}}$ меньше в верхней части канала и возрастают к нижнему кольцу НА.

Наибольшее увеличение параметров потока наблюдается в области, составляющей примерно 20% высоты канала, и связано с поворотом потока в пропорциональной части. С увеличением открытия НА расходная составляющая скорости V_r и угол потока также возрастают, причем характер изменения по высоте канала не меняется, за исключением режима с наибольшим расходом.

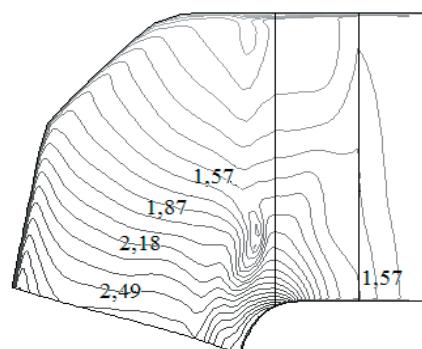


Рис. 4. Изолинии полной скорости в области за НА

На рис. 5 представлены изолинии полной скорости V в межлопастном канале РК в цилиндрическом сечении с радиусом $R=0,35$ м для оптимального режима. Как видно из рисунка, входная кромка обтекается с небольшим углом атаки.

За выходной кромкой виден гидродинамический след, который смыкается на расстоянии, примерно равном трети хорды профиля.

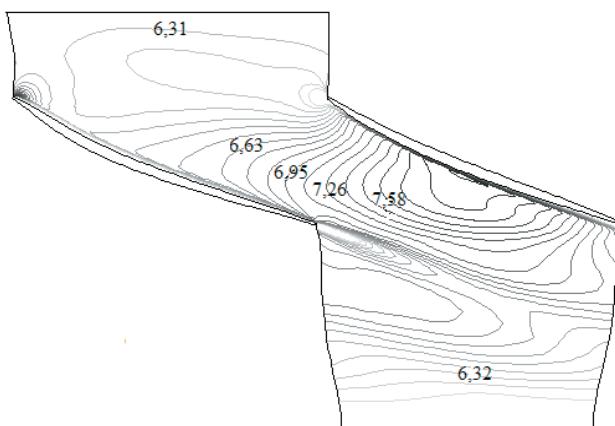


Рис. 5. Изолинии полной скорости в межлопастном канале РК

Угол потока в относительном движении $\beta_{1\text{пот}}$ в области входных кромок РК отличается от лопастного угла $\beta_{1\text{лоп}}$, причем наибольшее отличие достигается у втулки.

Для оптимального открытия НА и расхода большая часть лопасти, примерно 70%, обтекается с незначительными ($5\text{--}7^\circ$) отрицательными углами атаки.

У втулки направление потока изменяется, появляются положительные углы атаки, которые увеличиваются при уменьшении открытия НА и расхода жидкости и достигают $30\text{--}40^\circ$.

При увеличении открытия НА эпюра $\beta_{1\text{пот}}$ выравнивается по ширине канала и лопасть обтекается с отрицательными углами атаки, не превышающими $8\text{--}10^\circ$.

На рис. 6 показан отрыв потока и образование вихря в области входной кромки у втулки РК для режима с максимальным расходом (режим 4).

Поток после РК на входе в отсасывающую трубу пространственный с преобладанием расходной составляющей скорости, но с существенной закруткой потока по ширине канала, которая может принимать как отрицательные, так и положительные значения, в зависимости от режима работы.

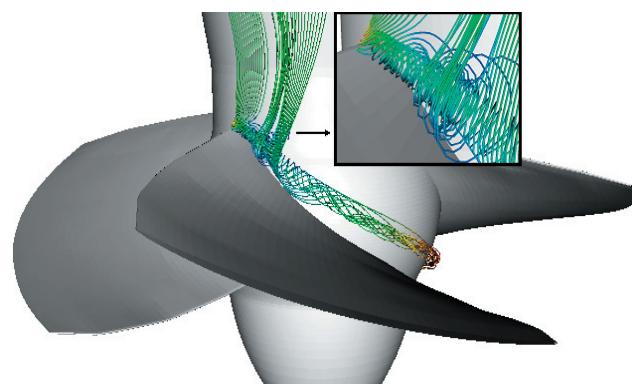


Рис. 6. Отрыв потока и образование вихря в области входной кромки у втулки РК

На рис. 7 показана визуализация изолиний полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы для четырех режимов работы. Видно, что поток в трубе является существенно неравномерным, для всех исследуемых режимов по всей длине трубы имеют место застоечные области, где скорость течения близка к нулю.

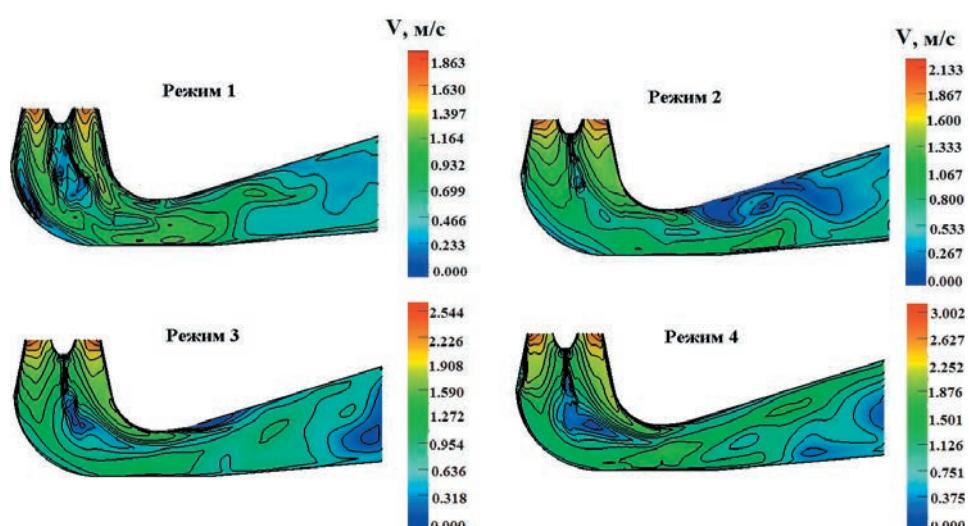


Рис. 7. Изолинии полной скорости в среднем сечении отсасывающей трубы

В вертикальном диффузоре более равномерное течение получено для оптимального расхода (режим 2), при других режимах за обтекателем наблюдается гидродинамический след (вихревой жгут), который проникает в колено отсасывающей трубы. Наибольшие застоечные зоны образованы в горизонтальном диффузоре, они занимают значительную часть трубы и расположены, в основном, в области выходного сечения.

По результатам расчета пространственного потока в отсасывающей трубе был определен коэффициент Кориолиса K , характеризующий неравномерность значений скорости в выходном сечении трубы и представляющий собой отношение кинетической энергии реального потока к кинетической энергии, рассчитанной по средней расходной скорости (табл. 2).

Наименьшее значение коэффициента К получено для оптимального режима.

Таблица 2

Значения коэффициента Кориолиса в отсасывающей трубе

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
Q'_1 , л/с	1005	1170	1360	1580
n'_1 , мин ⁻¹	122	147	175	209
K	1,77	1,73	2,03	2,51

Полученные в результате расчетного исследования данные о структуре пространственного течения жидкости в проточной части поворотно-лопастной гидротурбины, представленные в настоящей статье, а также в работах [9 – 11], качественно согласуются с результатами экспериментальных измерений потока пятиканальными шаровыми зондами на гидродинамическом стенде [2, 12] и на аэростенде в ЦКТИ [13].

По результатам расчетов определены значения потерь энергии во всех элементах проточной части гидротурбины. Полный баланс расчетных потерь энергии в исследуемой проточной части поворотно-лопастной осевой гидротурбины и потерь, полученных при модельных испытаниях на стенде, представлен на рис. 8.

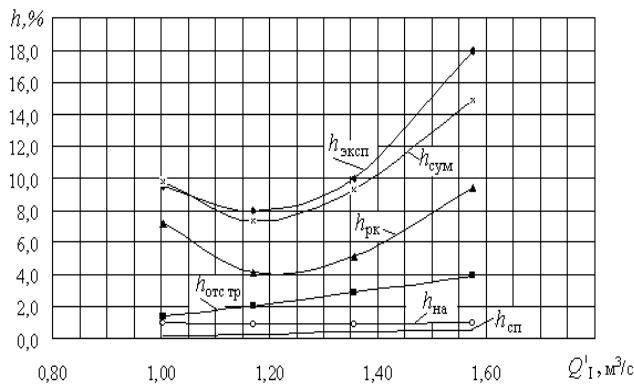


Рис. 8. Зависимость потерь h от объемного расхода Q'_1 в проточной части

Наибольшие потери энергии наблюдаются в РК, их минимум находится в области оптимума универсальной характеристики гидротурбины и составляет 4%, а в области номинальной нагрузки достигает 6%. Характер изменения потерь энергии в РК определяет положение минимума потерь во всей проточной

части и фактически формирует оптимум универсальной характеристики гидротурбины. Потери энергии в отсасывающей трубе в оптимуме характеристики составляют 50% от потерь в РК и повышаются с увеличением расхода. В подводе гидротурбины – спиральной камере и решетке НА – большие потери энергии получены в НА, где скорости потока выше.

При оптимальном расходе потери в НА минимальны и равны 0,9%, при изменении расхода увеличиваются на 0,1%. В спиральной камере потери растут с увеличением расхода практически по квадратичной зависимости и в оптимуме составляют 0,33%.

Минимум расчетных потерь составляет 7,4%, его положение по расходу совпадает с минимумом, полученным в эксперименте, а значение меньше на 0,6%. В зоне эксплуатации гидротурбины до $Q'_1=1,4$ м³/с характер изменения расчетной кривой потерь практически повторяет форму экспериментальной кривой.

4.2. Радиально-осевая насос-турбина ОРО 170/52-17-В-50

Расчеты кинематических характеристик пространственного потока и значения потерь энергии в проточной части обратимой гидромашины проведены для оптимального турбинного режима.

На рис. 9 представлено распределение вдоль относительной высоты канала b осредненных в окружном направлении значений меридиональной составляющей скорости V_m и момента окружной скорости V_{uR} в сечениях на входе в расчетную область перед статором $R=0,45$ м, перед НА $R=0,3425$ м, перед РК $R=0,2658$ м и на выходе из РК на расстоянии 10% длины хорды. При радиальном течении потока наблюдается равномерное распределение момента скорости по высоте. Достаточно равномерно распределение и меридиональной скорости.

Меньшее ее значение в середине канала перед НА объясняется влиянием принятых в конструкции проточной части конических статорных колец. Уменьшение меридиональной скорости у втулки перед РК связано с поворотом потока в РК. За РК большее значение меридиональной скорости наблюдается в середине канала – ее величина почти в 2 раза выше, чем у обводов. Момент скорости за РК имеет положительный знак и достаточно плавно убывает от 0,45 на периферии до 0,05 м²/с на втулке.

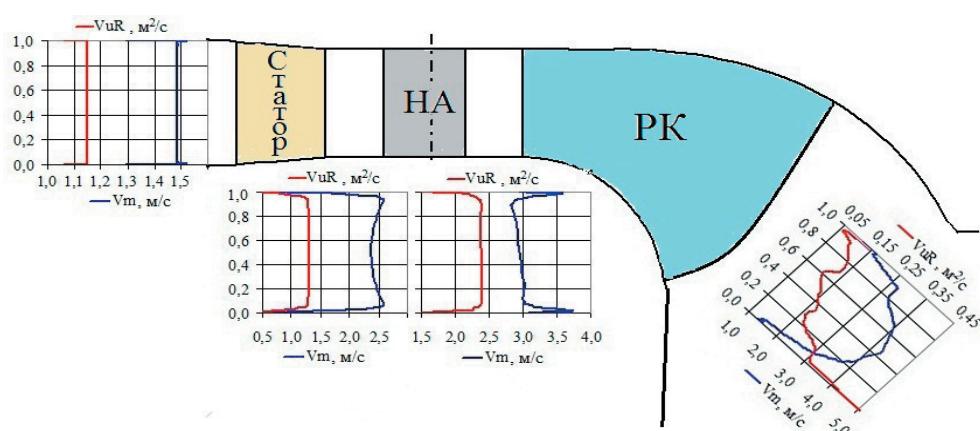


Рис. 9. Распределение меридиональной составляющей скорости и момента скорости в проточной части

Распределение статического давления и векторов скорости в среднем меридиональном сечении приведено на рис. 10, а в среднем по высоте канала тангенциальном сечении – на рис. 11.

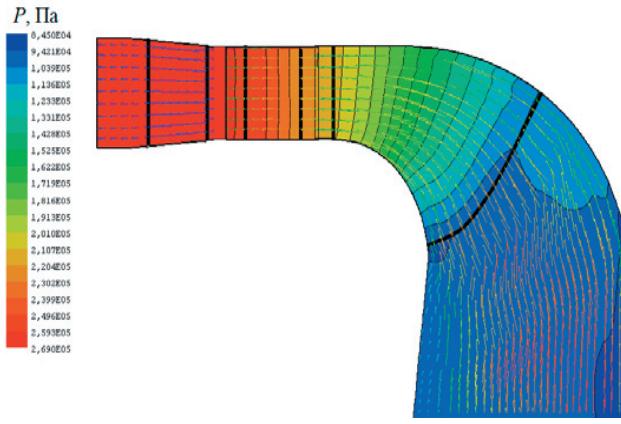


Рис. 10. Распределение статического давления и векторов скорости в среднем меридиональном сечении

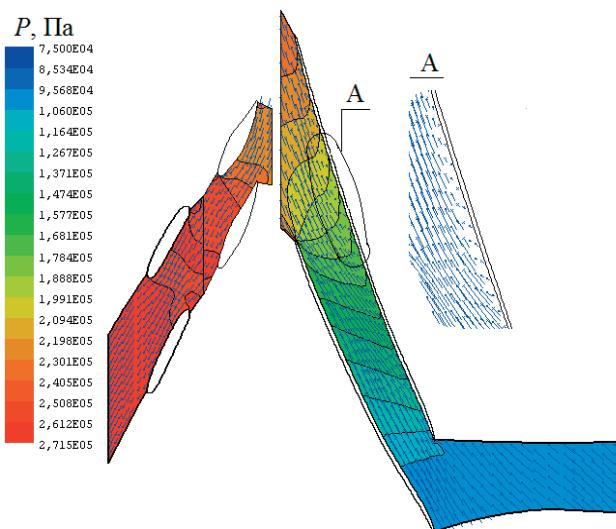


Рис. 11. Распределение статического давления и векторов скорости в тангенциальном сечении проточной части

В меридиональном сечении распределения давления и векторов скорости достаточно благоприятны, отсутствуют существенные вторичные течения. В тангенциальном сечении на стороне давления имеют место области с вторичными течениями. Наличие таких зон снижает эффективность работы РК.

На рис. 12 приведены эпюры распределения давления на поверхностях трех характерных сечений лопасти РК: периферийного (10% высоты канала), среднего (50%) и втулочного (90%). Из представленного графика видно, что на втулочном и среднем сечениях распределение плавное.

На периферийном сечении имеет место значительная неравномерность как на стороне давления, так и на стороне разрежения, особенно в выходной части лопасти. Для повышения эффективности РК необходимо спрофилировать периферийную область

с более плавным обтеканием и, по возможности, с отсутствием зон с вторичными течениями.

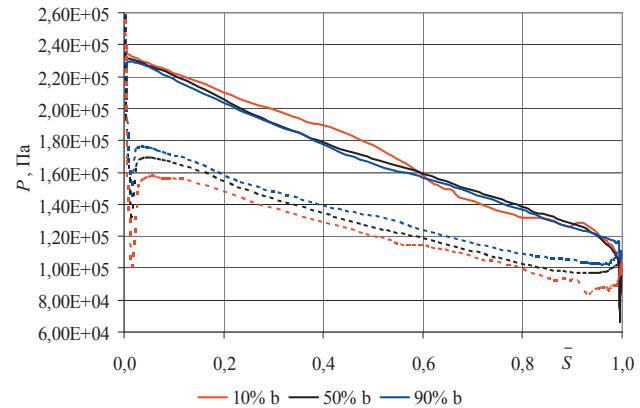


Рис. 12. Зависимость статического давления P от безразмерной осевой координаты \bar{S}

Проведенные расчеты позволили определить потери энергии в исследуемых элементах проточной части, т.е. в решетках статора, НА и РК (табл. 3).

Потери определялись как разность полной энергии потока на входе в решетку и на выходе из нее, отнесенные к напору.

Наибольшие потери наблюдаются в РК, наименьшие – в решетке статора. Потери энергии в отсасывающей трубе при оптимальном режиме, полученные в результате расчета по программе FlowER-U, равняются $h_{ot}=1,66\%$, а в спиральной камере, определенные по nomogramme, взятой из [14], составляют $h_{sp}=0,63\%$.

Дисковые потери в проточной части гидромашины средней быстроходности находятся в пределе $h_d=2,2-2,5\%$ [15].

Таким образом, значения расчетного и экспериментального КПД на оптимальном режиме близки.

Таблица 3

Расчетные значения потерь энергии в элементах модели проточной части Днестровской ГАЭС при оптимальном турбинном режиме

Режимные параметры				Результаты расчета			Эксперимент
Расход Q , л/с	Частота вращения n , мин $^{-1}$	Напор H , м	Открытие НА a_0 , мм	Потери в элементах проточной части			КПД η , %
				Статор, h_{st} , %	НА, h_{NA} , %	РК, h_{RK} , %	
348,8	660,0	17,45	30	0,48	1,56	1,98	95,24
							90,67

5. Заключение

Расчетное исследование с использованием методов математического моделирования трехмерного вязкого течения жидкости в проточной части верти-

кальной осевой поворотно-лопастной гидротурбины ПЛ 20/811-В-50 и радиально-осевой насос-турбины ОРО 170/5217-В-50 позволило получить новые данные о структуре пространственного потока и потерях энергии, определить особенности течения в каждом из элементов.

Представленные результаты расчета рабочего процесса в проточной части осевой поворотно-лопастной

гидротурбины и радиально-осевой насос-турбины, баланс полных потерь энергии, поля скоростей, давлений и др. удовлетворительно согласуются с известными экспериментальными данными, что позволяет сделать вывод о возможности использования программного комплекса FlowER-U для разработки новых и совершенствования модернизируемых проточных частей гидротурбин.

Литература

1. Барлит, В. В. Гидравлические турбины [Текст] / В. В. Барлит. – К.: Вища шк., 1977. – 360 с.
2. Завьялов, П. С. Исследование кинематики потока перед рабочим колесом и за ним поворотно-лопастной осевой гидротурбины на напор 30-40 м [Текст] / П. С. Завьялов, А. Е. Сушко, И. С. Веремеенко и др. // Гидравл. машины. – 1977. – №11. – С. 39–44.
3. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические вертикальные поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые [Текст]. – Введ. 1982-07-12. –Л., 1984. – 263 с.
4. Федулов, Ю. И. Разработка моделей обратимой гидромашины для Днестровской ГАЭС [Текст] / Ю. И. Федулов, Е. С. Агибалов, В. Н. Дедков и др. // Сб.Пробл.машиностроения. – 1994. – вып.40. – С. 103–106.
5. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
6. Русанов, А. В. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности [Текст] / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №5. – С. 4–7.
7. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] // AIAA J. – 1994. – 32, №8. – pp. 1598–1605.
8. Михайлов, И. Е. Турбинные камеры гидроэлектростанций [Текст] / И. Е. Михайлов. – М.: Энергия, 1970. – 272 с.
9. Русанов, А. В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины [Текст] / А. В. Русанов, Ю. В. Городецкий, Д. Ю. Косьянов и др. // Пробл. машиностроения. – 2010. – № 4(13). – С. 15–23.
10. Русанов, А. В. Расчетное исследование пространственного вязкого течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины [Текст] / А. В. Русанов, Ю. В. Городецкий, Д. Ю. Косьянов и др. // Пробл. машиностроения. – 2011. – №4(14). – С. 16–24.
11. Русанов, А. В. Численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины [Текст] / А. В. Русанов, Д. Ю. Косьянов и др. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №5(7). – С. 33–36.
12. Квятковский, В. С. Рабочий процесс осевой турбины [Текст] / В. С. Квятковский. – М.: Машгиз, 1951. – 155 с.
13. Этинберг, И. Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин [Текст] / И. Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.
14. Сухоребый, П. Н. Исследование спиральной камеры, статора и направляющего аппарата радиально-осевой гидромашины средней быстроходности [Текст]:автореф.дис.канд.техн.наук / П. Н. Сухоребый;Харьковский политехнический институт. – Х., 1982. – 23 с.
15. Макаров, В. В. Объемные и дисковые потери в радиально-осевых гидротурбинах [Текст] / В. В. Макаров, И. М. Пылев, В. И. Пьянков// Энергомашиностроение. – 1982. – №1. – С. 11–14.