

УДК 621.224.7

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ НАСОС-ТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

© 2013 В.Н. Селезнев

ОАО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург

Поступила в редакцию 27.03.2013

В работе проведен анализ методик расчетного определения энергетических характеристик радиально-осевой насос-турбины при использовании программных продуктов Fluent и CADRUN. Проведен анализ влияния на точность результатов и время расчета моделей турбулентности, параметров расчетной сетки, граничных условий и других особенностей.

Ключевые слова: гидроаккумулирующая электростанция, радиально-осевая насос-турбина, модель турбулентности, расчетная сетка, КПД, напор, приведенная частота вращения, приведенный расход

Строительство крупных гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС) позволяет решить проблему нехватки маневренных мощностей, покрытия пиковых нагрузок и прохождения периодов сниженного энергопотребления, наиболее востребованных в Европейской части России, где преобладают тепловые и атомные электростанции [1, 2]. Для создания высокоэффективных проточных частей насос-турбин одной из современных тенденций является использование численного моделирования трехмерного течения жидкости. Существует множество программных продуктов, в которых реализовано численное моделирование потока методом конечных элементов (МКЭ). Самые известные среди них Fluent, CFX, StarCD, Numeca, Flow Vision и CADRUN (программный комплекс, разработанный совместно с Институтом математики и вычислительных технологий СО РАН).

Цель работы: оценить влияние на точность результатов и время расчета моделей турбулентности, параметров расчетной сетки, граничных условий и других особенностей; подобрать методику, которая позволит получить приемлемый результат при разумных временных затратах на подготовку данных и проведения расчетных исследований.

Объект исследования. Наиболее востребованным ГАЭС на территории России являются электростанции с насос-турбинами на напоры до 120 м. В качестве объекта исследования была

выбрана проточная часть радиально-осевой насос-турбины с максимальным напором около 100 м. Проточная часть состоит из спиральной камеры с круглыми сечениями (СК), 19 колонн статора, включающих в себя зуб спирали, 20 лопаток направляющего аппарата (НА), 8-ми лопатного рабочего колеса (РК), изогнутой отсасывающей трубы с торовой поверхностью (ОТ). Трехмерная модель элементов представлена на рис. 1.

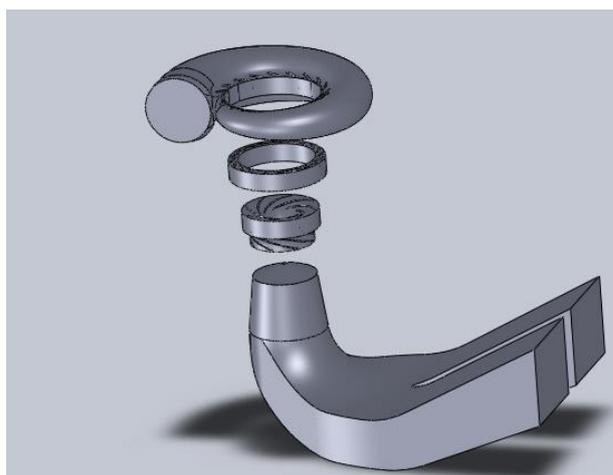


Рис. 1. Геометрия исследуемой проточной части радиально-осевой насос-турбины

Методики расчетов энергетических характеристик турбинного и насосного режимов. Для оценки точности определения энергетических характеристик проведена серия расчетов в различных постановках с помощью

Селезнев Вячеслав Николаевич, инженер-конструктор сектора гидравлических расчетов. E-mail: Seleznev_VN@lmz.power-m.ru

программных продуктов Fluent и CADRUN. Для расчетных исследований насосного режима применялись следующие постановки:

1. Использовался программный комплекс CADRUN. Расчеты проведены в области конуса отсасывающей трубы, одного межлопастного канала рабочего колеса, одного межлопаточного канала направляющего аппарата. На входе в конус ОТ в качестве граничных условий задавалась осевая компонента скорости, направлена по нормали к поверхности. На выходной границе НА задавалась величина статического давления. Применялась стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности с 3-м порядком аппроксимации, в «циклической» постановке (с осреднением параметров в окружном направлении). Использовались структурированные гексагональные сетки. Количество ячеек в НА около 56000, в РК и конусе ОТ построена единая сетка с числом ячеек 135000. Пример расчетной сетки показан на рис. 2. Расчеты проведены при открытии НА близким к оптимальному. В дальнейшем по тексту рассмотренная постановка обозначена как 1- «♦».

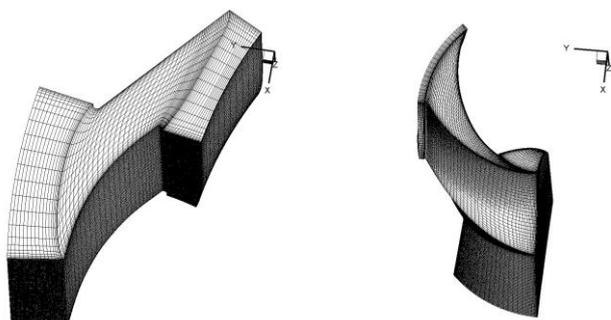


Рис. 2. Расчетная сетка, используемая в постановке 1- «♦»

2. Использовался программный комплекс Fluent. Расчеты проводились в области конуса ОТ, во всех межлопастных каналах РК, во всех межлопаточных каналах НА. На входе в конус ОТ задавался массовый расход, направленный по нормали к входной поверхности. На выходной границе задавалось условие свободного протекания. Применялась стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности со 2-м порядком аппроксимации в стационарной постановке. Использовались структурированные гексагональные сетки в НА и РК, и неструктурированная тетраэдральная сетка в ОТ с 5,3 млн. ячеек. Пример сетки показан на рис. 3. В дальнейшем по тексту постановка обозначена как 2 – «+».

Для расчетных исследований турбинного режима применялись следующие постановки:

1. Использовался программный комплекс Fluent. Расчеты проводились в области всего НА, всех межлопастных каналах РК, конусе ОТ. На входе в НА задавалась компонента скорости, направленная по среднему углу выхода потока из спиральной камеры (СК). На выходной границе задавалось условие «свободного протекания». Применялась стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности со 2-м порядком аппроксимации в стационарной постановке. Использовалась неструктурированная расчетная сетка с общим числом ячеек 4,8 млн. Далее по тексту вариант обозначен как 3 – «+».



Рис. 3. Расчетная сетка, используемая в постановке 2 – «+»

2. Постановка идентична варианту 3 – «+» с использованием модели реингольдсовых напряжений (RSM). (Вариант 4 – «Y»).

3. Постановка идентична постановке 3 – «+» с использованием SST модель турбулентности. (Вариант 5 – «⊥»).

4. СК и неучтенные части ОТ были добавлены в постановку 3 – «+». Общее число ячеек составило 10,5 млн. (Вариант 6 – «O»).

5. Условия идентичны постановке 6 – «O», решалась нестационарная задача. (Вариант 7 – «O'»).

6. Постановка идентична постановке 6 – «O» с использованием более подробной расчетной сетки с общим числом ячеек равным 16,5 млн. (Вариант 8 – «Δ»). Пример сетки показан на рис. 4.

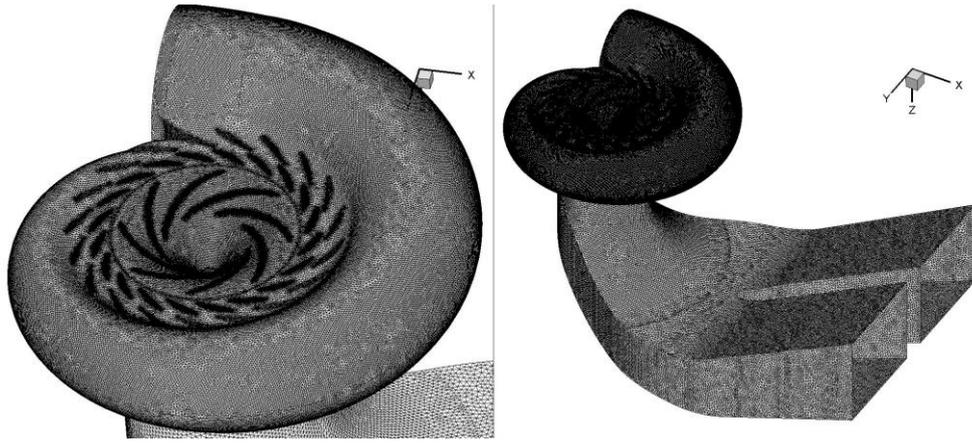


Рис. 4. Расчетная сетка, используемая в постановке 8 – «Δ»

Анализ результатов расчетов. По полученным в результате расчета полям скоростей и давлений определялась разница полных энергий на входной и выходной границах расчетных областей. Также в расчете находился момент на валу рабочего колеса. В постановках, где расчетная область включает в себя НА-РК-ОТ, для оценки полного напора необходимо оценить потери в СК и неучтенной части ОТ. Для турбинного режима принималась величина потерь в СК $h_{sp}=0,02 H_{full}$ и в ОТ $h_{OT}=0,01 H_{full}$. Тогда полный напор можно определить по соотношению:

$$H_{full} = \Delta H_{12} 1,03 \quad (1)$$

где ΔH_{12} , м – разница полных энергий на входной и выходной границах расчетных областей.

Гидравлический КПД можно рассчитать по формуле:

$$\eta_z = \frac{\pi n M_{PK}}{30 g \rho Q H_{full}} \quad (2)$$

где M_{PK} – момент на РК (Н·м), n – частота вращения (об/мин), Q – расход через турбину (m^3/c).

Для насосного режима для оценки полного напора величины потерь энергии в СК и ОТ могут быть приняты $h_{sp}=0,02 H_{full}$ и в ОТ $h_{OT}=0,01 H_{full}$ соответственно, тогда:

$$H_{full} = \Delta H_{12} / 1.03 \quad (3)$$

$$\eta_z = \frac{30 g \rho Q H_{full}}{\pi n M_{PK}} \quad (4)$$

Для оценки полного КПД необходимо задаться величинами объемных и механических потерь. Расчетные исследования проводились для параметров модельной насос-турбины быстротходностью $n_{s,opt} \approx 230$ с диаметром РК равным 0,46 м, при этом величиной объемных потерь можно пренебречь. Величина механического

КПД в оптимальном режиме была принята 99,0%. Для расчетных точек вдали от оптимума характеристики η_{mech} оценивались как:

$$\eta_{mech} = 1 - (1 - \eta_{mech,opt}) \left(\frac{n'_1}{n'_{1,opt}} \right)^3 \frac{Q'_{1,opt}}{Q'_1} \quad (5)$$

Тогда полный КПД насос-турбины для насосного и турбинного режима равен:

$$\eta_{full} = \eta_z \cdot \eta_{mech} \quad (6)$$

На рис. 5 представлено сравнение результатов расчетных исследований в различных постановках с экспериментальными данными в турбинном режиме, где $\eta = \frac{\eta}{\eta_{opt}}$ – относительный КПД, a_0 – открытие направляющего аппарата, n'_{11} – приведенная частота вращения, Q'_{11} – приведенный расход. Как видно из результатов расчета в стационарной и нестационарной постановках получены близкие значения для режимной точки вблизи оптимуме характеристики, при этом время расчета с учетом нестационарности, примерно в 5 раз выше, что говорит о целесообразности применения стационарной постановки для расчетных точек вблизи оптимума характеристики. Применение RSM модели турбулентности в стационарной постановке по сравнению с SST и k-ε дает более близкие к эксперименту значения КПД. В расчетах, проведенных во всем проточном тракте, полученные результаты близки к результатам в постановке с НА – РК – ОТконус. Влияние СК на результаты расчетов несущественно, и допущение о равномерности потока перед НА и полуэмпирическая оценка потерь являются приемлемыми. В расчетных режимах вдали от оптимума наблюдается более резкое падение КПД, что говорит о существенном влиянии нестационарности на результаты расчета. Для таких режимов рекомендуется проводить расчеты с учетом времени.

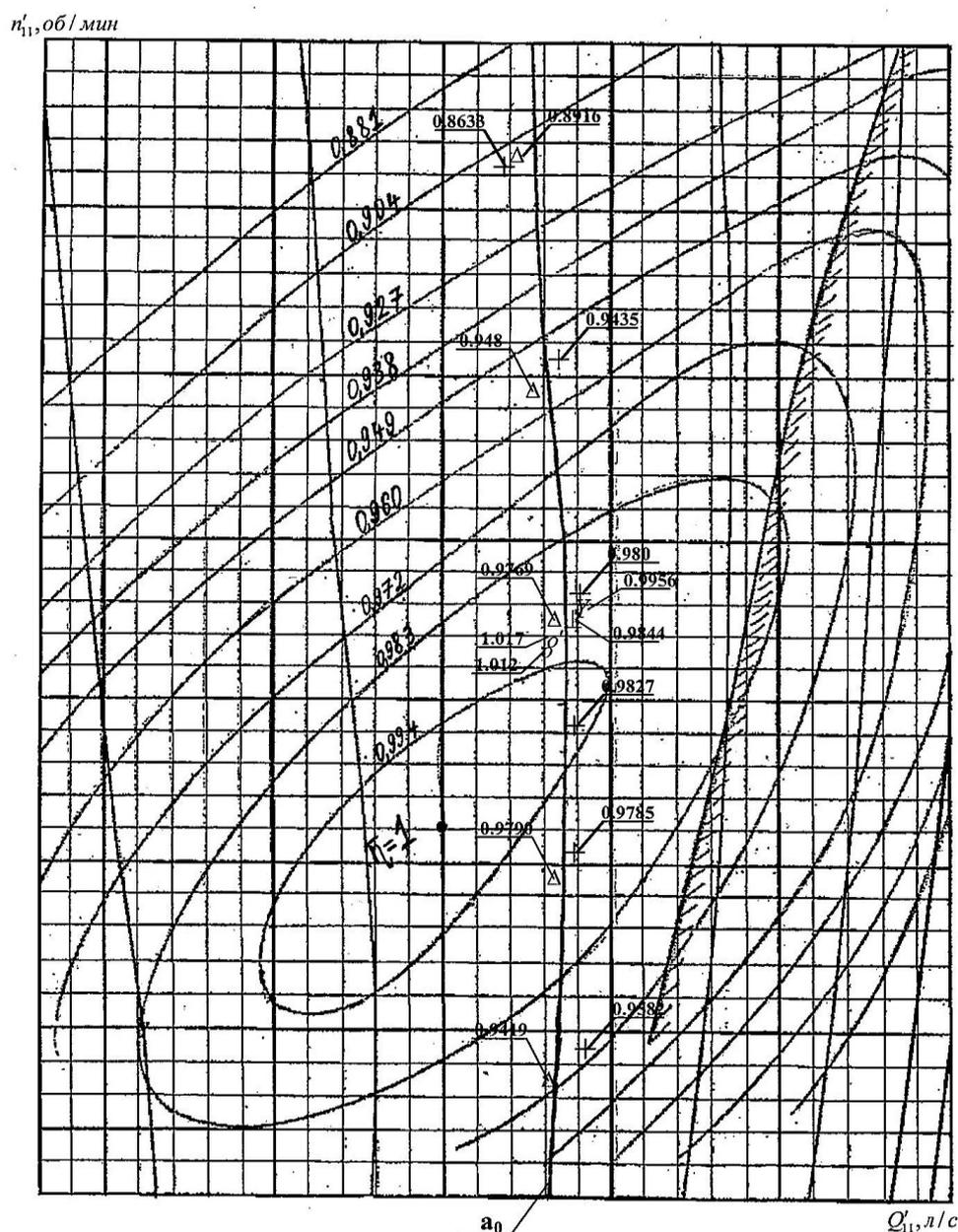


Рис. 5. Сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными в турбинном режиме:

3 - «+» (стационарная, к-ε, НА-РК-ОТ конус, сетка 4,8 млн.); 4 - «Y» (стационарная, RSM, НА-РК-ОТ конус, сетка 4,8 млн.); 5 - «⊥» (стационарная, SST, НА-РК-ОТ конус, сетка 4,8 млн.); 6 - «O» (стационарная, к-ε, СК-НА-РК-ОТ, сетка 10,5 млн.); 7 - «O'» (нестационарная, к-ε, СК-НА-РК-ОТ, сетка 10,5 млн.); 8 - «Δ» (стационарная, к-ε, СК-НА-РК-ОТ, сетка 16,5 млн.)

На рис. 6 представлено сравнение результатов расчетных исследований в различных постановках с экспериментальными данными в насосном режиме. В расчетах при использовании циклической, стационарной постановках, получены несколько завышенные значения действующего напора и, как следствие, более высокие значения КПД и смещение положения оптимума в сторону меньшего расхода. Наиболее близкие к экспериментальным данным являются результаты, полученные в постановке 2 - «+».

Выводы: на основании проведенных расчетных исследований по соотношению времени

проведения расчета и точности определения энергетических вблизи оптимума характеристик можно выделить постановку, где расчеты проводятся в области всего НА, всех межлопастных каналах РК, конусе ОТ. На входе в НА задается компонента скорости, направленная по среднему углу выхода потока из СК. На выходной границе задается условие «свободного протекания». Применяется RSM модель турбулентности со 2-м порядком аппроксимации в стационарной постановке. В режимах работы, где наблюдается значительная нестационарность, применение стационарной постановки дает существенную погрешность.

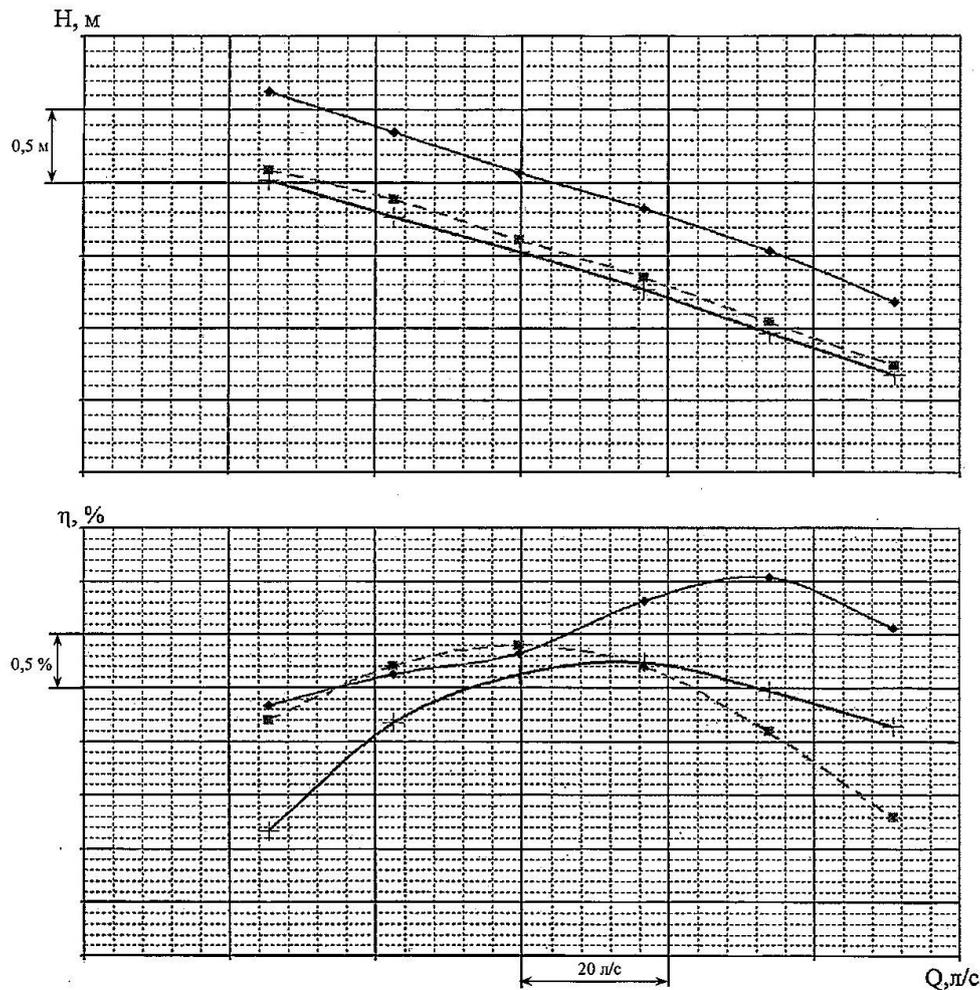


Рис. 6. Сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными в насосном режиме:

«■» - эксперимент; 1 – «◆» (стационарная, циклическая, НА-РК-ОТ конус, к-ε, сетка 0,191 млн.); 2 – «+» (стационарная, НА-РК-ОТ конус, к-ε, сетка 5,3 млн.)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Синюгин, В.Ю. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике / В.Ю. Синюгин, В.И. Магрук, В.Г. Родионов. – М.: ЭНАС, 2008. 352 с.
2. Серебряников, Н.И. Гидроаккумулирующие электростанции. Строительство и эксплуатация Загорской ГАЭС / Н.И. Серебряников, В.Г. Родионов, А.П. Кулешов и др. – М. Изд-во НЦ ЭНАС, 2000. 368 с.

THE CALCULATED DETERMINATION OF POWER CHARACTERISTICS OF RADIAL-AXIAL PUMP-TURBINE ON THE BASIS OF 3-D FLOW MODELING

© 2013 V.N. Seleznev

JSC “Power Machines”, St. Petersburg

In work the analysis of methods of calculated determination of power characteristics the radial-axial pump turbine when using Fluent and CADRUN software products is carried out. The analysis of influence on the accuracy of results and time of calculation the models of turbulence, parameters of calculation grid, boundary conditions and other features is carried out.

Key words: *hydroheat-accumulating power plant, radial-axial pump turbine, turbulence model, calculation grid, efficiency, pressure, rotation specified frequency, discharged flow*

Vyacheslav Seleznev, Engineer-Designer at the Hydraulic Calculations Sector. E-mail: Seleznev_VN@lmz.power-m.ru