

## РАСЧЕТ КАВИТАЦИОННОГО ОБТЕКАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

© 2011 В.М. Румахеранг, Г.И. Топаж

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 03.03.2011

Рассмотрена методика численного моделирования кавитационных трехмерных течений и выполнены расчетные исследования кавитационного обтекания лопастей рабочего колеса номенклатурной радиально-осевой гидротурбины РО230/833.

Ключевые слова: гидротурбина, кавитация, рабочее колесо, методика расчета, давление, плотность среды

Кавитация – динамический процесс, характеризующийся местным разрывом сплошности жидкости с образованием и смыканием парогазовых полостей. Это принципиально неустановившийся процесс, приводящий к пульсациям давления, разрушению лопастей рабочих колес гидротурбины и к опасным вибрациям гидроагрегата. В результате сокращается межремонтный период, увеличивается продолжительность ремонтов, их трудоёмкость и стоимость. При достаточно развитой кавитации происходит резкое падение КПД турбины и срыв мощности [2]. Гидротурбины многих действующих ГЭС в той или иной степени подвержены кавитации и кавитационной эрозии, что значительно снижает их экономичность, надежность и срок эксплуатации.

Известно, что при снижении давления до величины парообразования  $p_{в.п}$  в непрерывной жидкой среде начинается вскипание жидкости и появление большого количества мельчайших парогазовых пузырьков. Процесс вскипания жидкости происходит практически мгновенно, носит характер взрыва, при этом объём каждого из пузырьков, пока они находятся в зоне разрежения, быстро возрастает. При достаточной протяженности зоны разрежения из пузырьков образуется кавитационная каверна. Сплошность потока нарушается, однофазная среда превращается в двухфазную. Как только пузырьки вместе с потоком жидкости проходят зону разрежения и попадают в зону, где давление больше давления парообразования, пар в пузырьках почти мгновенно конденсируется. Частицы жидкости, окружавшие пузырёк, с огромной скоростью заполняют его исчезнувший объём. Происходит местный гидравлический удар. При этом кинетическая энергия частиц жидкости переходит в энергию упругой деформации. Так как жидкость практически несжимаема и её деформация весьма незначительна, то это приводит к значительному местному повышению давления [3].

При замыкании кавитационных пузырьков происходит также значительное местное повышение температуры жидкости, что приводит к её свечению и к активации химических, в частности, коррозионных процессов. Эксперименты показали, что реальные жидкости практически не выдерживают растягивающих напряжений. Это объясняется наличием в любой реальной жидкости включений газовых пузырьков или частиц твёрдых тел. Эти включения называют зародышами (ядрами) кавитации, именно они делают столь низкой объёмную прочность воды, поэтому в реальных условиях работы гидротурбины при наличии турбулентных пульсаций, вихрей в пограничном слое, местных неровностей на обтекаемых поверхностях, неизбежных твёрдых и органических включений кавитация возникает при осреднённых давлениях, близких к давлению парообразования жидкости

В гидротурбинах, в основном, возникает профильная кавитация на лопастях рабочих колёс, которая имеет различные формы и стадии в зависимости от геометрии лопасти и режима работы гидротурбины [2, 3]. На начальной стадии возникает пузырьковая кавитация, которая проявляется в виде отдельных пузырьков, образующих в области минимума давления и сносимых по потоку. По мере развития кавитации она принимает форму пленочной, при которой происходит образование заполненных паром кавитационных каверн, состоящих из стационарной головной части и пульсирующей хвостовой части каверны. Для пленочной кавитации характерно усиление шума и вибрации гидротурбины, разрушение материала лопастей рабочего колеса. При развитой пленочной кавитации шум и вибрация становятся недопустимыми для эксплуатации, происходит резкое снижение (срыв) внешних параметров гидротурбины: напора, расхода, мощности и КПД. Изложенное показывает, что совершенствование расчетных методов кавитационного обтекания рабочих колес гидротурбин, позволяющих исследовать отрицательные последствия кавитации на работу гидротурбины, является в настоящее время весьма актуальной задачей, имеющей большое практическое значение.

Румахеранг Вулфила Максимилиан, аспирант. E-mail: maxrumaherang72@gmail.com

Топаж Григорий Ицкович, доктор технических наук, профессор. E-mail: topaj@mail.ru

**Численное моделирование кавитационных течений.** Как уже отмечалось, необходимым условием возникновения кавитации в какой-либо точке на лопасти рабочего колеса является уменьшение давления в этой точке до давления насыщенных водяных паров. Разность между давлением в любой точке лопасти и давлением парообразования  $p_{в.п}$  определяется по формуле [2]:

$$\frac{(p - p_{в.п})}{\rho g H} = \sigma_{уст} - \sigma_{тур} \quad (1)$$

где  $\sigma_{уст}$  – кавитационный коэффициент установки, равный

$$\sigma_{уст} = \left( \frac{p_6 - p_{в.п}}{\rho g H} \right) - \frac{H_S}{H} = \frac{(p_{уст} - p_{в.п})}{\rho g H} \quad (2)$$

$p_6$  – барометрическое давление на нижнем бьефе,  $H_S$  – высота отсасывания (условная величина, характеризующая высоту расположения рабочего колеса гидротурбины над уровнем нижнего бьефа),  $\rho$  – плотность жидкости,  $H$  – напор,  $p_{уст} = p_6 - \rho g H_S$  – давление установки (условная величина давления, позволяющая при расчете моделировать различные стадии кавитации в гидротурбине).

Значения кавитационного коэффициента турбины  $\sigma_{тур}$  в рассматриваемой точке лопасти определяются в результате расчета распределения давлений  $p$  по поверхности лопасти рабочего колеса по формуле:

$$\sigma_{тур} = \frac{(p_{уст} - p)}{\rho g H} = -c_p \quad (3)$$

где  $c_p$  – коэффициент давления.

При бескавитационном обтекании значения  $\sigma_{тур}$  во всех точках лопасти меньше заданной величины  $\sigma_{уст}$ . Заметим, что величина  $\sigma_{уст}$  меняется при изменении значения  $p_{уст}$  (см. формулу (2)), а величина  $\sigma_{тур}$  при бескавитационном обтекании лопасти не зависят от значения  $p_{уст}$ , поскольку при изменении  $p_{уст}$  на какую либо величину на такую же величину меняются во всех точках лопасти значения давлений. При уменьшении  $\sigma_{уст}$  (например, за счёт изменения  $p_{уст}$ ) до значения  $\sigma_{тур}$  давление становится равным давлению водяных паров, что является условием возникновения кавитации.

В настоящее время разработаны программы расчета трехмерного турбулентного течения вязкой жидкости, которые позволяют определить на заданном режиме распределение коэффициентов давления (или кавитационных коэффициентов турбины) по лопасти рабочего колеса. В частности, в данной работе расчет трехмерного вязкого турбулентного течения жидкости проводился на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса с использованием программного комплекса FINE™/Turbo [4]. В расчете принималась стандартная  $k-\epsilon$  модель турбулентности. Наиболее распространенным подходом к моделированию кавитационных течений является модель сплошной

среды. В данной работе при расчете кавитации рассматривается баротропная модель [5], в которой изменение плотности среды связано с изменением статического давления баротропным законом. В этом случае для моделирования кавитации может быть принята модель однофазной смеси, которая характеризуется переменной плотностью, изменяющейся в пределе расчетной области. Баротропный закон  $\rho(p)$  используется для оценки местной плотности в зависимости от местного статического давления (рис.1). Расчетные ячейки в этом случае рассматриваются как полностью заполненные жидкостью ( $\rho = \rho_\lambda$ ), паром ( $\rho = \rho_\nu$ ) или их смесью в зависимости от величины давления в ячейке. Плотность и динамическая вязкость смеси определяются выражениями:

$$\begin{aligned} \rho &= \alpha \rho_\nu + (1 - \alpha) \rho_\lambda \\ \mu &= \alpha \mu_\nu + (1 - \alpha) \mu_\lambda \end{aligned} \quad (4)$$

Индексы  $\lambda$  и  $\nu$  относятся к плотности и динамической вязкости чистой жидкости и пара. Коэффициент  $\alpha = V_\nu / V_{яч}$  характеризует объемную долю пара в расчетной ячейке, где  $V_{яч}$  – объем расчетной ячейки,  $V_\nu$  – объем пара в ячейке. Для определения объема пара в ячейке используется уравнение Рэля-Плесса [4, 5], описывающее динамику процесса роста и захлопывания пузырьков:

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + 3 \left( \frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_{в.п} - p_\infty}{\rho_\lambda} - 4 \frac{\mu_\lambda}{R} \frac{dR}{dt} - \frac{2\sigma_0}{\rho_\lambda R} \quad (5)$$

где  $R$  радиус пузырька,  $\sigma_0$  – коэффициент поверхностного натяжения,  $p_\infty$  – давление смеси вне пузырька,  $p_{в.п}$  – давление пара в пузырьке.

В рассматриваемой баротропной модели зависимость  $\rho(p)$  определяется из условия:

$$c_m^2 = \frac{dP}{d\rho} \quad (6)$$

где  $c_m$  – скорость звука в гомогенной смеси, которая связана со скоростями звука в чистой жидкости  $c_\lambda$  и в паре  $c_\nu$  следующей зависимостью:

$$\frac{1}{c_m^2} = [\alpha \rho_\nu + (1 - \alpha) \rho_\lambda] \left[ \frac{\alpha}{\rho_\nu c_\nu^2} + \frac{1 - \alpha}{\rho_\lambda c_\lambda^2} \right] \quad (7)$$

Используя зависимость (7), в результате интегрирования уравнения (6) определяется плотность смеси в зоне изменения статического давления  $p_v + \Delta p$  (рис. 1). В данной работе задавалось значение  $\Delta p = 1400$  Па и принималось условие, что минимальное значение скорости звука в гомогенной смеси, равное  $c_{min} = 1$  м/с, имеет место при величине давления парообразования  $p_v = 2350$  Па.

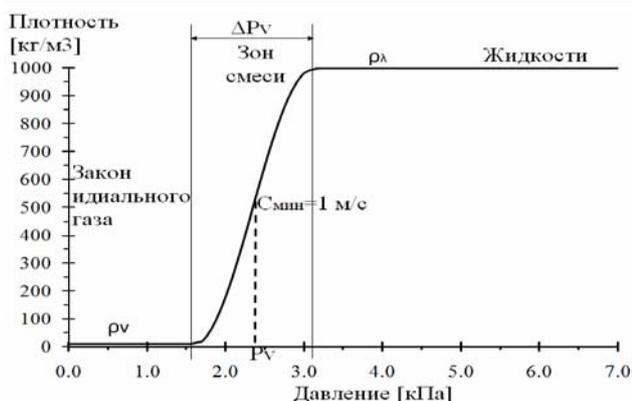


Рис. 1. Баротропный закон состояния воды при температуре 20°C

**Расчет кавитационного обтекания гидротурбины РО 230/833/** В данной работе с помощью прикладной программы *FINE/TURBO™* проведен расчет трехмерного течения вязкой жидкости в проточной части гидротурбины РО230/833.

Геометрическая модель турбины была построена с помощью программного комплекса ГРАНИТ [1]. При расчете использовалась экономичная гексоидальная расчетная сетка. Расчеты производились на персональном компьютере в циклической постановке, при которой в области рабочего колеса и направляющего аппарата рассматривается один межлопастной канал. Расчет производился для эталонной гидротурбины с диаметром рабочего колеса  $D_1=1$  м при напоре  $H=1$  м. На рис. 2 показаны геометрия лопаток направляющего аппарата (при открытии  $a_0=65$  мм) и лопастей рабочего колеса, а также представлен фрагмент расчетной сетки (задавалось 800000 узлов расчетной сетки в области рабочего колеса и 1200000 узлов в области направляющего аппарата). Для корректного расчета течения в областях с большими градиентами изменения параметров потока (в области пограничного слоя), расчетная сетка имела сгущение.

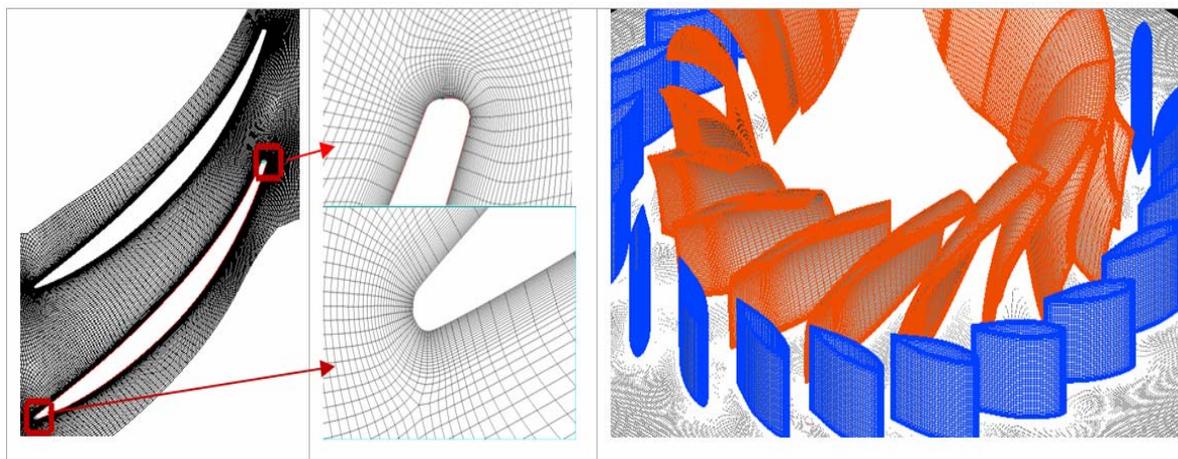


Рис. 2. Геометрия лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса гидротурбины РО230/833 и фрагмент расчетной сетки

Расчет проводился для режима работы гидротурбины, близкого к оптимальному режиму (приведенные обороты  $n_1=70$  об/мин, приведенный расход  $Q_1=0,5204$  м<sup>3</sup>/с). На входе в расчетную область задавались параметры потока: радиальная скорость  $V_r=0,563$  м/с, окружная проекция скорости  $V_u=0,67$  м/с и осевая скорость  $V_z=0,0$  м/с. Необходимо также задать значение давления установки  $p_{уст}$ , от которого существенно зависит режим кавитационного обтекания. Значения статических давлений во входном и выходном сечениях определяются в зависимости от величины  $p_{уст}$  по формулам:

$$\begin{aligned}
 p_{вх} &= p_{уст} - \rho \frac{V_{вх}^2}{2} + \rho g H \\
 p_{вых} &= p_{уст} - \rho \frac{V_{вых}^2}{2}
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

На рис. 3 показано распределение значений кавитационного коэффициента турбины  $\sigma_{турб} = \square c_p(s)$  по периферийному сечению лопасти рабочего колеса при задании различных значений кавитационного коэффициента установки (или давления установки  $p_{всм}$ ). При величине  $\sigma_{всм}=0,5$  имеет место место режим бескавитационного обтекания данного сечения лопасти. При задании  $\sigma_{всм}=0,10$  на тыльной стороне сечения лопасти в районе выходной кромки возникает кавитационная каверна, в которой давление практически постоянно и близко к давлению парообразования. При дальнейшем уменьшении величины  $\sigma_{всм}=0,05$  область кавитационной каверны становится более развитой. При этом увеличивается отличие распределения давления по лопасти от эпюры распределения давления для случая ее бескавитационного обтекания (при  $\sigma_{всм}=0,5$ ).

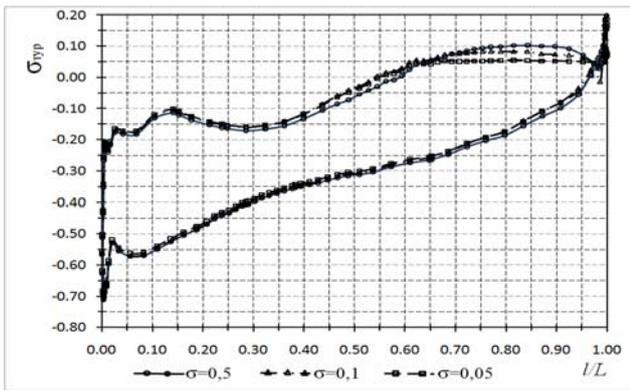


Рис. 3. Распределения  $\sigma_{тур} = f(\bar{l})$  по периферийному сечению лопасти рабочего колеса РО833 при различных значениях  $\sigma_{вст}$

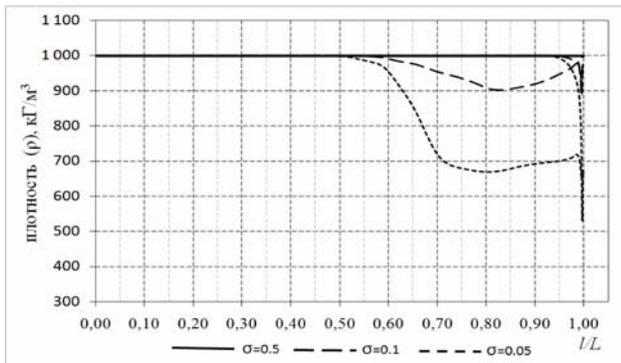


Рис. 4. Распределения  $\rho(s)$  по тыльной стороне периферийного сечения лопасти при различных значениях  $\sigma_{вст}$

На рис. 4 показано распределение плотности смеси по тыльной стороне периферийного сечения лопасти при различных значениях  $\sigma_{вст}$ . Видно, что в зоне кавитации с уменьшением  $\sigma_{вст}$  в соответствии с баротропным законом плотность смеси уменьшается до  $700 \text{ кг/м}^3$  по сравнению с плотностью жидкости, равной  $1000 \text{ кг/м}^3$ .

**Вывод:** выполненные расчетные исследования гидротурбины РО230/833 показали, что с помощью программного комплекса FINE/TURBO™ можно эффективно определить кинематику трехмерного турбулентного потока вязкой жидкости в проточной части гидротурбины и оценить влияние различных стадий кавитации на гидродинамические характеристики гидротурбины.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Захаров, А.В. Автоматизированный программный комплекс «Гидродинамический расчет насосов и турбин» / А.В. Захаров, Г.И. Топаж // Энергомашиностроение. Труды СПбГПУ. 2004. №491. С. 80-99.
2. Пылаев, Н.И. Кавитация в гидротурбинах / Н.И. Пылаев, Ю.У. Эдель. – М., Машиностроение, 1974. ? с.
3. Перник, А.Д. Проблемы кавитации. – Государственное союзное издательство судостроительной промышленности, 1963. 335 с.
4. Theoretical Manual FINE™/Turbo v8.7, Flow Integrated Environment, September 2009. ? p.
5. Delannoy, Y. Two phase flow approach in unsteady cavitation modeling / Y. Delannoy, J.L. Kueny // In ASME Cavitation and Multi-phase Flow Forum. 1990. Vol. 109. Pp. 153-159.

## CAVITATIONAL FLOW CALCULATION OF THE DRIVING WHEEL AT RADIALLY-AXIAL TURBINE

© 2011 V.M. Rumaherang, G.I. Topazh

St.-Petersburg State Polytechnical University

The technique of numerical modeling of cavitation three-dimensional currents is considered and computational researches of cavitation flow at blades of nomenclature driving wheel at radially-axial RO230/833 water turbine are executed.

Key words: water turbine, cavitation, driving wheel, calculation's method, pressure, medium density

Wulfilla Rumaherang, Post-graduate Student. E-mail: maxrumaherang72@gmail.com

Grigoriy Topazh, Doctor of Technical Sciences, Professor. E-mail: topaj@mail.ru