

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

© 2011 В.А. Алексенский, А.А. Жарковский, П.В. Пугачев

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 12.03.2011

Представлены результаты расчётного исследования кавитационных характеристик центробежного насоса с использованием программного комплекса ANSYS CFX 12 на основе двухфазной модели течения и подхода кафедры гидромашиностроения СПбГПУ, основанный на анализе эпюр распределения давления на лопастях рабочих колес при бескавитационном обтекании. Оба подхода дали качественно близкие результаты и хорошее согласование с экспериментом. Второй подход требует значительно меньших затрат времени на проведение расчетов.

Ключевые слова: *центробежный насос, вязкое течение, кавитация, математическая модель, прогнозирование*

Вычислительная гидродинамика широко используется для расчёта течения в гидравлических машинах в условиях отсутствия кавитации, однако в связи со значительными трудностями численного и физического характера, возникающими при исследовании кавитации, вычислительная гидродинамика только недавно стала использоваться для расчёта течений с наличием кавитационных явлений в проточной части. Во многих вычислительных моделях, разработанных для исследования кавитации, используется баротропное уравнение состояния для выражения плотности смеси как функции локального давления. Этот подход к моделированию является достаточно привлекательным, т.к. он может быть без значительных трудностей включён в любую CFD-программу обладающую базовой функциональностью, однако подобные подходы предполагают, что термодинамическое состояние является равновесным, т.е. что при изменении условий течения двухфазная среда мгновенно переходит в равновесное термодинамическое состояние. На самом деле эффекты, связанные с конечной скоростью протекания кавитационных процессов, являются важными. Эйсенбург в работе [3] приводит краткое описание динамики переходных процессов, происходящих при кавитации. Начало кавитации в используемых на практике жидкостях связывается с ростом пузырьков размером от 10^{-5} до 10^{-3} см.

Эти пузырьки содержат смесь пара и неконденсирующихся газов. Когда пузырек проходит через области, где давление падает ниже давления насыщенных паров, они, как правило, резко увеличиваются в размерах. Область развитой кавитации состоит из большого числа этих пузырьков. При дальнейшем прохождении пузырьков по потоку, когда они попадают в область более высокого давления, происходит их схлопывание. Процесс схлопывания является сложным и зависит от многих факторов, таких как поверхностное натяжение, эффектов связанных с вязкостью и наличия неконденсирующихся составляющих в среде. Именно со значительными силами и давлениями, возникающими на последней стадии схлопывания, связана основная часть шума и повреждений, сопровождающих кавитацию.

Для получения расчетным способом срывной кавитационной характеристики $H=f(\Delta h)$ разработчики программного комплекса Ansys CFX 12 предлагают использовать двухфазную модель. Кавитация при этом рассматривается как фазовый переход [1], однако использование двухфазных моделей, как правило, связано со значительным ростом вычислительных затрат. Также, как показала практика, подобные методики не всегда дают хорошую сходимость с экспериментальными данными при расчётах кавитационных характеристик центробежных насосов.

В данной работе предлагается альтернативный путь прогнозирования кавитационных характеристик центробежных насосов, основанный с некоторыми допущениями на подобной методике, разработанной и используемой для определения антикавитационных качеств

Алексенский Вадим Александрович, аспирант. E-mail: vadim@aleksensky.com

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой гидромашиностроения. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Пугачёв Павел Владимирович, аспирант. E-mail: pugachxxx@mail.ru

гидравлических турбин [2]. Суть методики состоит в следующем. Запишем выражение для гидравлического КПД РК насоса:

$$\eta_r = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\omega \cdot M_z},$$

где M_z – крутящий момент относительно оси вращения рабочего колеса, ω – угловая частота вращения РК, Q – подача РК, H – напор РК, ρ – плотность перекачиваемой жидкости.

Из представленной формулы следует, что изменение напора РК на фиксированном режиме работы ($Q, \omega = \text{const}$) может происходить за счет комплекса $\eta_r \cdot M_z$. Прогнозирование уменьшения напора более чем на 3% не имеет смысла, так как при развитой кавитации срыв работы центробежного РК происходит очень резко. Поэтому, если в представленном равенстве пренебречь изменением гидравлического КПД, то получим, прямую зависимость H от M_z . Величина момента M_z определяется по формуле:

$$M_z = \int_S \Delta p \cdot r \cdot dS$$

где Δp – перепад давлений на элементарной меридиональной проекции площадки dS поверхности лопасти.

Из представленной формулы видно, что за счет перераспределения давлений, величина момента M_z будет меняться. Современные программные продукты, в частности Ansys CFX 12 позволяют выполнить расчет пространственного течения вязкой жидкости в проточной части, по результатам которого есть возможность построить эпюры распределения давления вдоль контура лопасти в произвольном сечении. Пример такой эпюры представлен на рис. 1, где S – криволинейная координата меридианной проекции линии сечения лопасти от входной к выходной

кромки, $\frac{p}{\rho \cdot g}$ – удельная энергия.

Пусть, например, при некотором значении Δh_1 кавитация отсутствует и значение крутящего момента равно M_{z1} . Далее зададимся значением $\Delta h_2 < \Delta h_1$. Эпюры давлений сместятся вниз на величину $\Delta h = \Delta h_1 - \Delta h_2$. Будем считать, что на участке лопасти, где удельная энергия меньше удельной энергии соответствующей давлению парообразования, наличие кавитационной каверны как бы “срезает” бескавитационную эпюру давлений в зоне, где

$\frac{p}{\rho \cdot g} < \frac{p_d}{\rho \cdot g}$ и не сказывается на поле давлений на других участках поверхности лопасти и крутящий момент составил M_{z2} . В рамках указанных допущений можно по изложенной выше методике построить срывную характеристику $H=f(\Delta h)$ и найти критическое значение кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$, при котором произойдет снижение напора, например, на 3%.



Рис. 1. Эпюра распределения давления вдоль контура лопасти в произвольном сечении

Для определения момента, действующего на лопасть РК целесообразно строить эпюру давлений в зависимости от меридианной длины линии сечения. При этом необходимо знать зависимость изменения радиуса от меридианной длины линии сечения. При изменении граничного условия – давления на входе в РК эпюра будет смещаться вдоль оси ординат на заданную величину. Если эпюра пересечет линию соответствующую давлению парообразования при данной температуре, то можно предполагать наличие кавитационных явлений в данном сечении лопасти. Для описанных методик определения кавитационных качеств насоса проведены верификационные расчетные исследования для центробежного колеса первой ступени питательного насоса с $n_s = 83$, $S_{кр} \approx 1200$ (при $Q \approx 250$ м³/ч), отличительной особенностью которого является перерасширенная горловина и, как следствие, наличие противотока на входе на всех режимах. На выходе задавался массовый расход, соответствующий режимам, по которым имелись экспериментальные данные. На рис. 2-7 представлены результаты проведенных исследований для трех режимов работы РК.

Из представленных результатов можно видеть, что срывные характеристики,

полученные на основе методики кафедры гидромашиностроения СПбГПУ [2], хорошо согласуются с экспериментальными данными до момента падения напора на $\sim 4\%$ (по результатам расчета течения с двухфазной моделью кавитации КПД РК в данном диапазоне практически не менялся). Что касается результатов, полученных по расчету с двухфазной моделью CFX, то они хорошо показывают момент полного срыва работы РК. Однако время, затраченное на построение срывной характеристики по результатам расчета с двухфазной моделью CFX, на порядок превышает время, необходимое для ее построения по методике [2].

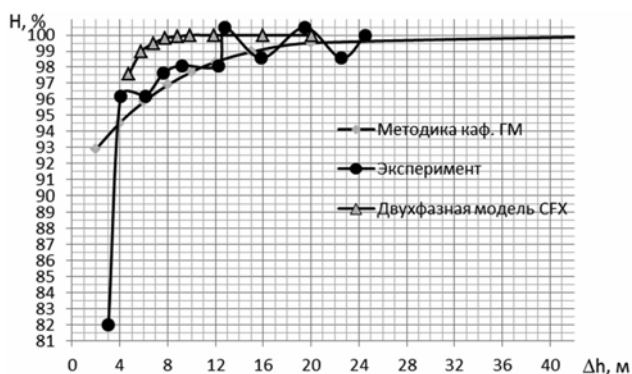


Рис. 2. Срывные кавитационные характеристики РК питательного насоса с $n_s=83$ ($Q=253 \text{ м}^3/\text{ч}$)

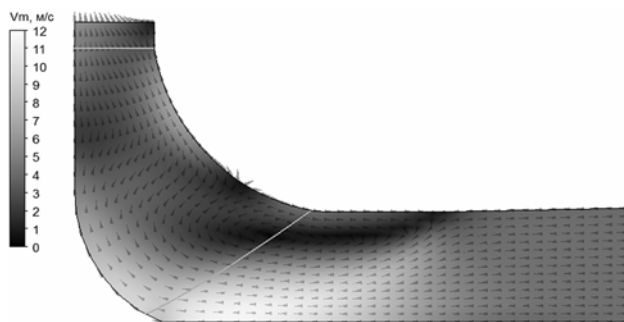


Рис. 3. Поле меридианных скоростей в консольном РК питательного насоса с $n_s=83$ ($Q=253 \text{ м}^3/\text{ч}$)

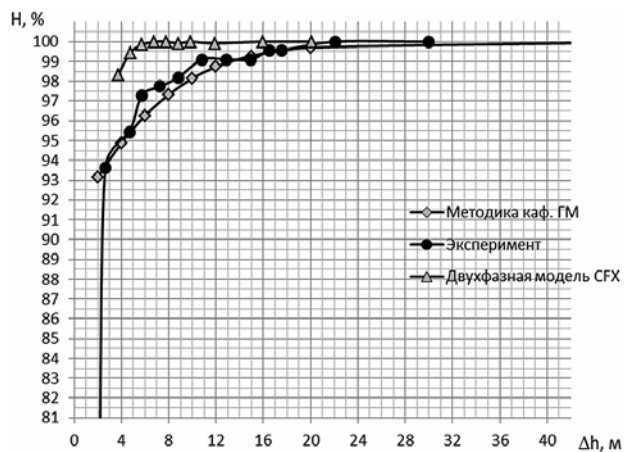


Рис. 4. Срывные кавитационные характеристики РК питательного насоса с $n_s=83$ ($Q=206 \text{ м}^3/\text{ч}$)

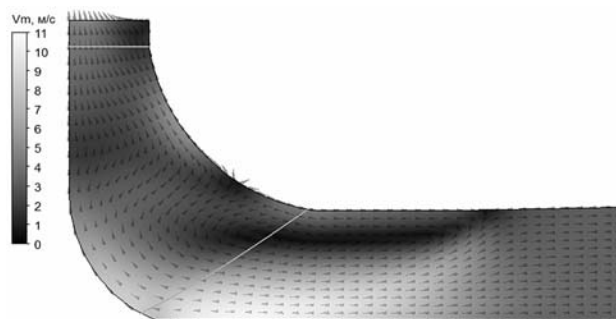


Рис. 5. Поле меридианных скоростей в консольном РК питательного насоса с $n_s=83$ ($Q=206 \text{ м}^3/\text{ч}$)

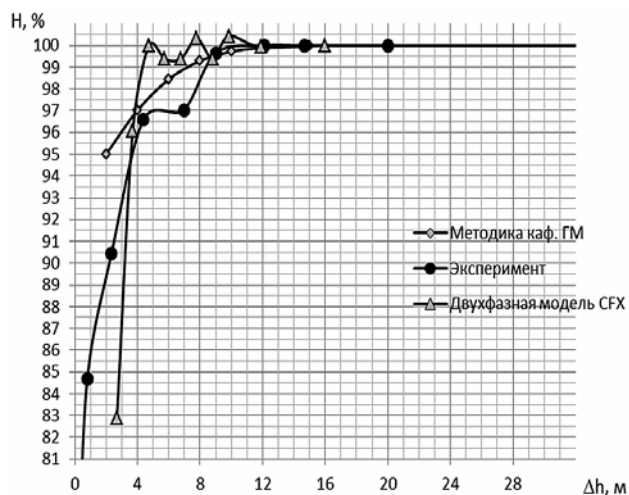


Рис. 6. Срывные кавитационные характеристики РК питательного насоса с $n_s=83$ ($Q=94 \text{ м}^3/\text{ч}$)

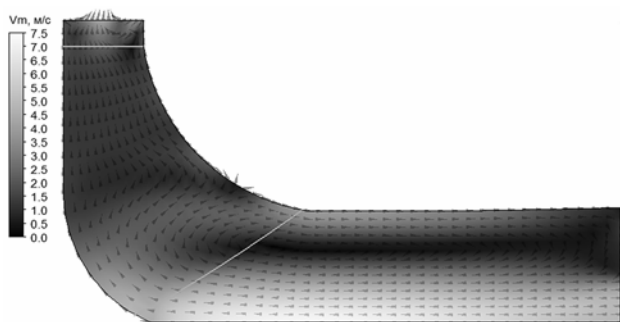


Рис. 7. Поле меридианных скоростей в консольном РК питательного насоса с $n_5=83$ ($Q=94 \text{ м}^3/\text{ч}$)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Zwart, P.J. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics, ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow / P.J. Zwart, A.G. Gerber, T. Belamri // Yokohama, Japan. 2004. May 30-June 3.
2. Тонаж, Г.И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. – Л.: Издательство ЛГУ, 1989. 208 с.
3. Eisenberg, P. Cavitation. In Handbook of Fluid Mechanics. McGraw Hill, 1961.

CALCULATION DEFINITION OF CENTRIFUGAL PUMPS CAVITATIONAL CHARACTERISTICS

© 2011 V.A. Aleksensky, A.A. Zharkovsky, P.V. Pugachev

St.-Petersburg State Polytechnical University

Results of calculation research the centrifugal pump cavitation characteristics with use of program complex ANSYS CFX 12 on the basis of flow diphasic model and the approach of hydromechanical engineering department of StPSPU, based on the analysis of pressure distributions epures on blades of driving wheels at non-cavitation flow are presented. Both approaches have yielded qualitatively close results and the good coordination with experiment. The second approach demands considerably smaller expenses of time for carrying out the calculations.

Key words: *centrifugal pump, viscous current, cavitation, mathematical model, forecasting*

Vadim Aleksenskiy, Post-graduate Student. E-mail: vadim@aleksensky.com

Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Head of the Hydromachines Building Department. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Pavel Pugachyov, Post-graduate Student. E-mail: pugachxxx@mail.ru