Семенова Александра Владимировна<sup>1</sup> semenova\_av@power-m.ru Чирков Денис Владимирович<sup>2</sup> chirkov@ict.nsc.ru Устименко Александр Сергеевич<sup>1</sup> Ustimenko\_AS@power-m.ru

<sup>1</sup>ПАО «Силовые машины», Россия, г. Санкт-Петербург <sup>2</sup>Институт вычислительных технологий СО РАН, Россия, г. Новосибирск

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАЗГОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ МЕТОДАМИ CFD АНАЛИЗА

Аннотация. При аварийном отключении генератора от нагрузки и отказе системы регулирования частота вращения ротора будет быстро возрастать и через некоторое время может достичь максимального значения, называемого разгонной частотой вращения. Знание данной величины необходимо для расчёта прочности деталей рабочего колеса и других вращающихся частей, связанных с валом, расчёта прочности ротора генератора, расчёта критической скорости вращения вала агрегата. В настоящее время разгонная характеристика (зависимость разгонной частоты от режима работы турбины) строится на этапе проведения модельных испытаний. Прогнозирование разгонной частоты вращения на этапе проектирования позволит проводить отбор рабочего колеса с учётом данной характеристики и гарантировать выполнение тендерных требований. В данной работе представлено численное прогнозирование разгонной частоты вращения для ПЛ гидротурбины. Рассмотрено два подхода к численному моделированию. При первом подходе течение в гидротурбине моделировалось в 3-х мерной стационарной постановке с использованием k-є модели турбулентности. При втором подходе было добавлено моделирование кавитационных явлений с применением двухфазной модели кавитации Zwart-Gerber-Belamri (ZGB). Расчёты проводились в программном комплексе CADRUN. При постановке граничных условий напор гидротурбины фиксировался как разность энергий во входном и выходном сечениях, а расход, проходящий через турбину, определялся в процессе расчёта. Представлено сравнение результатов расчёта с экспериментальными данными. Показано, что численное прогнозирование разгонной частоты вращения с использованием модели кавитации даёт лучшее совпадение с экспериментом.

**Ключевые слова**: гидротурбина, частота, кавитация, гидравлический, прогнозирование.

Semenova Aleksandra<sup>1</sup> semenova\_av@power-m.ru *Chirkov Denis*<sup>2</sup> chirkov@ict.nsc.ru *Ustimenko Aleksandr*<sup>1</sup> Ustimenko\_AS@power-m.ru

<sup>1</sup>PJSC Power Machines, Russia, St. Petersburg <sup>2</sup>Institute of computational technologies SB RAS, Russia, Novosibirsk

# PREDICTION OF RUNAWAY CHARACTERISTICS OF KAPLAN TURBINES USING METHODS OF CFD ANALYSIS

Abstract. In case of disconnection of generator from the network and failure of the governor, the rotational speed of the rotor rapidly increases and achieves maximum value, called the runaway speed. Knowledge of this value is required for stress analysis of the components of the runner, other rotating parts connected with the shaft and stress analysis of the generator rotor. At the present moment the runaway characteristics, i.e. runaway speed vs. turbine operating condition is obtained at the stage of model tests. Prediction of the runaway speed at the stage of runner design would allow to select a runner considering this characteristic and to guarantee fulfilment of the contract requirements. Given in this paper is the numerical computation of the runaway speed for a Kaplan turbine. Two approaches for numerical simulation were compared. In the first one, the flow in the turbine was simulated using 3D RANS equations of incompressible fluid. In the second approach, cavitation phenomena were taken into account using two-phase Zwart-Gerber-Belamri cavitation model. The computed runaway speed is compared to that obtained in the model tests. It is shown that the numerical prediction of the runaway speed using the cavitation model achieves better matching with the experimental data.

Keywords: Kaplan, turbine, runaway, cavitation, hydraulic, calculation, prediction.

### Введение

Разгонной частотой (скоростью) вращения называется максимальное для данного типа гидротурбины число оборотов в единицу времени, которое достигается в случае внезапного отключения генератора от нагрузки и отказе системы регулирования или неисправном направляющем аппарате. Достижение разгонной частоты вращения представляет серьёзную опасность для агрегата, в особенности для ротора генератора. Знание данной величины необходимо для расчёта прочности деталей рабочего колеса и других вращающихся частей, связанных с валом, расчёта прочности ротора генератора, расчёта критической скорости вращения вала агрегата. В настоящее время разгонная характеристика гидротурбины (зависимость разгонной частоты от режима работы турбины) строится на этапе проведения специальных модельных испытаний. Прогнозирование разгонной частоты вращения на этапе проектирования позволит проводить отбор рабочего колеса с учётом данной характеристики и гарантировать выполнение тендерных требований. В данной работе предложена методика расчёта разгонных характеристик поворотно-лопастной гидротурбины, реализованная в программном комплексе CADRUN, разработанном ИВТ СО РАН и ИМ СО РАН совместно с ПАО «Силовые машины».

## Постановка задачи

Разгонная скорость вращения зависит от типа гидротурбины, режима работы, очертаний проточной части и лопастной системы рабочего колеса. Значение этой величины для различных режимов работы турбины определяется с помощью специальных модельных испытаний, в ходе которых модель доводится до разгона при разных положениях регулирующих органов. В случае поворотно-лопастной гидротурбины, испытания проводятся при разных углах установки лопастей и разном открытии направляющего аппарата. Так как в натурных условиях при разгоне гидротурбина может попасть в кавитационный режим, в ходе модельных испытаний поддерживается постоянное значение кавитационного коэффициента установки, соответствующее наихудшим кавитационным условиям на ГЭС. Полученные при испытаниях значения разгонной частоты вращения пересчитываются на приведённую турбину ( $D_1 = 1$  м, H = 1 м). Разгонная частота вращения натурной турбины определяется через соответствующую приведённую разгонную частоту вращения по формуле:

$$n_{\rm p} = n_{11p} \cdot \frac{\sqrt{H_{\rm Max}}}{D_{\rm l}},$$
 (1)

где  $n_{11p}$  — приведённая разгонная частота [об/мин],  $H_{\text{мах}}$  — максимальный напор гидротурбины[м],  $D_1$  — диаметр рабочего колеса [м].

При выходе в разгон поворотно-лопастной гидротурбины возможно два случая. В первом случае неисправность регулирующих органов приводит к тому, что они теряют способность управлять изменением угла установки лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса. При этом имеет место нарушение комбинаторной зависимости, т. е. лопатки направляющего аппарата могут открываться как угодно и лопасти рабочего колеса могут поворачиваться в любое положение, независимо от открытия направляющего аппарата. Для этого случая необходимо определить наибольшее из всех возможных для этого колеса значение разгонной частоты вращения. Это значение, как правило, достигается при малых углах установки лопастей рабочего колеса и больших открытиях направляющего аппарата. Во втором случае, при отказе регулирующих органов комбинаторная связь сохраняется, т. е. угол установки лопастей рабочего колеса зависит от величины открытия лопаток направляющего аппарата. Для этого случая разгонная частота вращения будет меньше чем для первого, так как при малых углах установки лопастей рабочего колеса, при условии сохранения комбинаторной зависимости, открытия направляющего аппарата небольшие.

Для численного прогнозирования разгонной частоты вращения гидротурбины проводилась серия расчетов с заданным положением регулирующих органов (с заданным углом установки лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса) и с разными частотами вращения. По результатам расчета определялась частота вращения, при которой момент на валу рабочего колеса равен нулю. Определение разгонной частоты вращения для режимов работы гидротурбины с разным положением регулирующих органов позволяет построить разгонную характеристику. В представленной работе расчеты выполнялись для нескольких углов установки лопастей рабочего колеса. И для каждого угла установки лопасти рассчитывалось несколько открытий направляющего аппарата, т. е. рассмотрен худший случай – нарушение комбинаторной зависимости.

Авторами рассмотрено два подхода к прогнозированию разгонных характеристик. При первом подходе для моделирования в гидротурбине трехмерного потока вязкой турбулентной жидкости применялись осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса. Принималось, что плотность жидкости  $\rho = \text{const}$ , а система уравнений замыкалась стандартной *k*-є моделью турбулентности. При втором подходе было добавлено моделирование кавитационных явлений. При моделировании кавитационного течения в работе применялась модель квазигомогенной смеси жидкость пар. В качестве такой модели использовались осредненные по Фавру уравнения Навье-Стокса движения изотермической сжимаемой смеси с переменной плотностью [1]. В уравнении, описывающем перенос объемной доли жидкой фазы присутствуют источниковые члены, отвечающие за конденсацию и парообразование. Эти члены вычисляются по модели Зварта-Гербера-Беламри (ZGB) [2].

Для расчета потерь в проточном тракте, в обоих случаях, использовалась комбинированная методика расчета потерь [3]. Суть комбинированной методики расчета потерь в том, что потери в определенных элементах проточной части рассчитываются по инженерным формулам расчетно-экспериментальной методики, не требующей проведения гидродинамического расчета в этих элементах. Потери в оставшихся элементах проточной части определяются непосредственно при трехмерном моделировании турбулентного потока вязкой жидкости с использованием двухпараметрической модели турбулентности. В данной работе по инженерным формулам рассчитываются потери в спиральной камере и статоре, а потери в направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе находятся из трехмерного расчета. Стоит отметить, что отличительной особенностью поворотно-лопастной гидротурбины является наличие зазоров лопасть – втулка, лопасть – камера. Наличие этих зазоров существенно влияет на профиль скорости на входе в отсасывающую трубу и, соответственно, на потери в ней. Исходя из выше сказанного, рассчитывать характеристики поворотно-лопастной гидротурбины необходимо с учетом зазоров.

### Граничные условия

В общем случае, гидродинамические расчеты течения в проточном тракте проводятся при фиксированных: открытии направляющего аппарата, угле установки лопасти рабочего колеса и полном напоре турбины. Расход априори неизвестен и находится в процессе решения. Такой подход применялся авторами при моделировании течений в гидротурбине, как с подключением модели кавитации, так и без нее [1, 4, 5, 6]. На входе держится угол выхода потока с колонн статора и полная энергия (полное давление) потока:

$$E_{\rm BX} = E_{\rm BMX} + H - h_{\rm CII},\tag{2}$$

где *h*<sub>сп</sub> – потери в спирали и статоре, оцененные ранее по инженерным формулам [м], *H* – напор гидротурбины [м].

В случае расчета без учета кавитационных явлений, в выходном сечении держится энергия:

$$E_{\rm Bbix} = 0 \tag{3}$$

В случае расчета с подключением модели кавитации, энергия Е<sub>вых</sub> в выходном сечении вычисляется в соответствии со стандартом IEC60193 [7] и для ПЛ турбины равна:

$$E_{\rm Bbix} = \sigma H - \frac{p_{\nu}}{\rho g},\tag{4}$$

где *p*<sub>v</sub> – давление парообразования [Па].

Таким образом, при заданном значении  $\sigma$  и известном напоре H энергия в выходном сечении фиксируется, а расход и давление жидкости по отдельности неизвестны и определяются в процессе решения. В обоих случаях на входной границе давление экстраполировалось изнутри расчетной области, на выходной границе осуществлялась экстраполяция изнутри всех компонент скорости.

## Результаты расчета

Расчеты проводились в проточной части поворотно-лопастной гидротурбины с рабочим колесом, спроектированным на напор H = 40 м. Число лопастей рабочего колеса  $z_1 = 6$ . Для удобства сравнения с экспериментом, все расчетные исследования выполнены на условия модельной гидротурбины ( $D_1 = 0.46$  м, H = 3,4 м). При проведении расчетов с подключением модели кавитации задавалось значение кавитационного коэффициента  $\sigma = 0,6091$ , соответствующее худшим станционным условиям в случае ухода гидротурбины в разгон. При проведении расчетов учитывалась сила тяжести  $g = 9,81 \text{ м/c}^2$ . Расчетные исследования проведены для нескольких углов установки лопастей рабочего колеса  $f_i: -5^\circ, 0^\circ$  и 5° и нескольких открытий направляющего аппарата *a*<sub>0</sub>: 36 мм, 40 мм, 44 мм, 48 мм, 52 мм. Выбор максимального открытия направляющего аппарата определялся тем, что при проведении модельных испытаний максимальная разгонная частота вращения была достигнута при  $a_0 < 52$  мм. Соответствие между частотой вращения вала модельной гидротурбины и расходом, проходящим через турбину, с приведенными величинами определялось по формулам:

$$n_{11} = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}, \ Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2\sqrt{H}},$$
 (5)

где  $n_{11}$  — приведенная частота вращения [об/мин], n — частота вращения вала модельной гидротурбины [об/мин],  $Q_{11}$  — приведенный расход через турбину [м<sup>3</sup>/с], Q — расход через модельную гидротурбину [м<sup>3</sup>/с],  $D_1$  = 0,46 м — диаметр модели гидротурбины, H = 3,4 м — напор при испытаниях.

При определении разгонной частоты вращения учитывался только гидравлический момент на валу гидротурбины, полученный по результатам расчета, механические потери не учитывались.

Во всех расчетах использовалась циклическая постановка, в которой предполагается, что течение во всех межлопаточных каналах направляющего аппарата и межлопастных каналах рабочего колеса одинаково. При такой постановке расчет проводится в одном канале направляющего аппарата, одном канале рабочего колеса и во всей отсасывающей трубе. При проведении расчетов учтено наличие зазоров лопасть-втулка, лопасть-камера. Расчетная сетка представлена на рисунке 1.

Как упоминалось выше, для определения разгонной частоты вращения выполнялась серия расчётов. Регулирующие органы выставлялись в заданное положение и задавалась разная частота вращения вала. Разгонной частоте вращения будет соответствовать частота вращения, при которой гидравлический момент на валу гидротурбины обратится в ноль. На рисунках 2–3 представлено сравнение зависимости гидравлического момента на валу турбины от приведённой частоты вращения при расчёте с подключённой моделью кавитации и при бескавитационном расчёте для двух положений регулирующих органов. Из представленных рисунков видно, что, в зависимости от режима работы, кавитационные явления оказывают разное влияние на значение разгонной частоты вращения. На рисунках 4 и 5 показано распределение объёмной доли жидкой фазы по поверхности лопасти и втулке рабочего колеса для приведённой частоты вращения, близкой к разгонной на двух режимах работы гидротурбины.

Из рисунка 4 видно, что на режиме работы гидротурбины  $f_i = 0^\circ$ ,  $a_0 = 40$  мм кавитационные явления наблюдаются только на рабочей поверхности лопасти и в районе фланца лопасти. Разгонная частота вращения, полученная в расчёте с подключением модели кавитации, не существенно отличается от полученной в бескавитационном расчёте (рисунок 2).

Из рисунка 5 видно, что на режиме работы гидротурбины  $f_i = 0^\circ$ ,  $a_0 = 52$  мм наблюдаются существенные кавитационные явления. Зона кавитации распространяется как на тыльную, так и на рабочую поверхность лопасти. Разгонная частота вращения, полученная в расчёте с подключением модели кавитации существенно ниже полученной в бескавитационном расчёте (рисунке 3).



Рис. 1. Расчётная сетка с учётом зазоров лопасть-втулка, лопасть-камера

На рисунках 6—8 представлено сравнение зависимостей рассчитанных частот вращения и расхода, соответствующего этим частотам от открытий направляющего аппарата с экспериментальными данными, полученными в лаборатории водяных турбин ПАО «Силовые машины».



*Рис. 2.* Зависимость гидравлического момента на валу рабочего колеса от приведённой частоты вращения для  $f_i = 0^\circ$ ,  $a_0 = 40$  мм



*Рис. 3.* Зависимость гидравлического момента на валу рабочего колеса от приведённой частоты вращения для  $f_i = 0^\circ$ ,  $a_0 = 52$  мм



*Рис. 4.* Распределение объёмной доли жидкой фазы по поверхности лопасти и втулке рабочего колеса  $f_i = 0^\circ, a_0 = 40$  мм,  $n_{11} = 260$  об/мин



*Рис. 5.* Распределение объёмной доли жидкой фазы по поверхности лопасти и втулке рабочего колеса  $f_i = 0^\circ, a_0 = 52$  мм,  $n_{11} = 280$  об/мин

Из представленных результатов видно, что расчёты, проведённые с подключением модели кавитации дают лучшее совпадение с экспериментом.

Кроме этого, при проведении модельных испытаний исследовалось влияние кавитационного коэффициента на разгонную частоту вращения при разных углах установки лопастей рабочего



*Рис. 6.* Зависимость разгонной частоты вращения и приведённого расхода от открытия направляющего аппарата для  $f_i = -5^\circ$ 



Рис. 7. Зависимость разгонной частоты вращения и приведенного расхода от открытия направляющего аппарата для  $f_i = 0^\circ$ 



*Рис. 8.* Зависимость разгонной частоты вращения и приведённого расхода от открытия направляющего аппарата для  $f_i = -5^\circ$ 

колеса и открытии направляющего аппарата, близком к открытию, при котором разгонная частота вращения близка к максимальной для данного угла. На рисунках 9–11 представлены сравнения расчётных зависимостей с экспериментальными.

Из всех представленных выше результатов расчёта видно, что кавитационные явления оказывают существенное влияние на разгонную частоту вращения. Также кавитация влияет и на соответствующий разгонной частоте вращения расход через гидротурбину. Соответственно прогнозирование данных характеристик следует осуществлять с подключением модели кавитации.

Из рисунков 6—8 видно, что проведение расчётов с использованием выбранной модели кавитации и описанными выше граничными условиями, позволяющими получать расход через турбину в процессе решения, даёт хорошее совпадение результатов расчёта с экспериментальными данными. Наблюдается хорошее совпадение формы кривых. Значения достигнутой разгонной частоты вращения получились завышенными, что можно объяснить не учётом в расчёте механических потерь. Результаты расчётов, представленные на рисунках 9—11, тоже имеют удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными.



*Рис. 9.* Зависимость разгонной частоты вращения от кавитационного коэффициента для  $f_i = -5^\circ$ ,  $a_0 = 48$  мм



*Рис. 10.* Зависимость разгонной частоты вращения от кавитационного коэффициента для  $f_i = 0^\circ$ ,  $a_0 = 46$  мм



*Рис. 11.* Зависимость разгонной частоты вращения от кавитационного коэффициента для  $f_i = 0^\circ$ ,  $a_0 = 46$  мм

### Заключение

В работе рассмотрено два подхода к прогнозированию разгонных характеристик поворотно-лопастной гидротурбины. При первом подходе течение в гидротурбине моделировалось в 3-х мерной стационарной постановке с использованием *k*-є модели турбулентности. При втором подходе было добавлено моделирование кавитационных явлений с применением двухфазной модели кавитации Зварта-Гербера-Беламри (ZGB). В обоих случаях при постановке граничных условий задавался фиксированный напор гидротурбины H = const, а расход, проходящий через гидротурбину, определялся в процессе решения. Показано, что проведение расчётов с подключением модели кавитации даёт лучшее совпадение расчётных данных с экспериментальными. Наблюдается хорошее совпадение, как по форме кривой, так и по численным значениям. Во всех расчётах получено завышенное значение разгонной частоты вращения по сравнению с экспериментальными данными. Данное расхождение можно объяснить тем, что при численном моделировании рассчитывался только гидравлический момент на валу турбины, а механические потери не учитывались. Наибольшее отличие разгонной частоты вращения, полученной расчётным путём, от экспериментальных значений наблюдалось на маленьком угле установки лопасти  $f_i = -5^{\circ}$ . Данный факт подлежит дальнейшему изучению.

Таким образом, рассмотренный в работе подход, при котором течение в гидротурбине моделировалось с подключением модели кавитации, является перспективным для прогнозирования разгонных характеристик гидротурбин и может быть использован при проектировании или расчётном обосновании.

#### Список литературы

1. Панов Л. В., Чирков Д. В., Чёрный С. Г., Пылёв И. М., Сотников А. А. Численное моделирование стационарных кавитационных течений вязкой жидкости в гидротурбине Френсиса // Теплофизика и аэромеханика. – 2012. – Т. 19, № 4. – С. 461–473 2. Zwart P. J., Gerber A. G., Belamri T. A. Two-phase flow model for predicting cavitation dynamics // ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow. Paper No. 152 (Yokohama, Japan).

3. Sotnikov A., Cherny S., Chirkov D. V., Bannikov D. Two Approaches to Prediction of Hill Diagram for Francis Turbine // Proceedings of Hydro Vision Russia. – 2011, (Moscow, Russia). – P. 1–15.

4. Semenova A., Chirkov D., Lyutov A., Cherny S., Skorospelov V., Pylev I. Multi-objective shape optimization of runner blade for Kaplan turbine // 27<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Montreal, Canada, 2014. – IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 22 (2014) 012025. – doi:10.1088/1755-1315/22/1/012025. – P. 1–10.

5. Панов Л. В., Чирков Д. В., Черный С. Г., Пылев И. М. Численное моделирование пульсационных процессов в проточном тракте гидротурбины на основе трехмерной модели кавитационного течения // Теплофизика и аэромеханика. – 2014. – Том 21, № 1. – С. 33–45.

6. Соколова М. А., Семенова А. В. Применение методики прогнозирования кавитационных характеристик при проектировании поворотнолопастных гидротурбин // Сборник научных трудов международной научно-технической конференции. – 2018. – СПб. – С. 176–186.

7. IEC Standard 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pumpturbines. Model acceptance tests / IEC: International Electrotechnical Commission. – 1999.