

Особенности переходных процессов ГЭС с поворотно-лопастными гидротурбинами

Берлин В. В.¹, кандидат техн. наук (НИУ МГСУ),
Муравьев О. А.², доктор техн. наук (АО “ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева”),
Подвысоцкий А. А.³, кандидат техн. наук (АО “Мособлгидропроект”)

На конкретном примере показаны особенности протекания переходных процессов на ГЭС с турбинами двойного регулирования. Приводятся рекомендации по выбору режимов движения регулирующих органов для снижения отрицательных осевых усилий, действующих на рабочее колесо турбины, что может приводить к подбросу агрегата и другим опасным явлениям в агрегатных блоках ГЭС.

Ключевые слова: гидравлическая турбина, направляющий аппарат, лопасти рабочего колеса, переходные процессы, осевые усилия, сброс нагрузки, регулирование.

Features of transient processes of hydroelectric power plants with rotary-blade hydraulic turbines

Berlin V. V.¹, Candidate of Technical Sciences
(Moscow State University of Civil Engineering),
Murav'ev O. A.², Doctor of Technical Sciences (JSC “Vedeneev VNIIG”),
Podvisotskiy A. A.³, Candidate of Technical Sciences (JSC “Mosoblhidroproekt”)

A concrete example shows the features of the transient processes at a hydroelectric power station with dual-control turbines. Recommendations are given on the choice of modes of movement of regulatory bodies to reduce the negative axial forces acting on the turbine impeller, which can lead to the tossing of the unit and other dangerous phenomena in the aggregate blocks of hydroelectric power plants.

Keywords: hydraulic turbine, guiding device, impeller blades, transients, axial forces, load rejection, regulation.

Поворотно-лопастные (ПЛ) турбины обычно устанавливаются на русловых ГЭС, где нет длинных подводящих напорных водоводов с проблемами гидроудара. Однако, как показывает опыт расчётов и натурных испытаний, при переходных процессах встречаются другие опасности, заставляющие при сбросах нагрузки вводить ограничения на режимы регулирования лопаток направляющих аппаратов (НА) и лопастей рабочего колеса (РК). Среди них можно выделить:

- повышенные, по сравнению с радиально-осевыми (РО) турбинами, коэффициенты разгонной частоты вращения агрегата;

- возникновение вакуума под рабочим колесом турбины с опасностью разрыва сплошности и отрыва потока, который затем под напором со стороны нижнего бьефа возвращается и мгновенно остаивается при замыкании на вращающееся против потока рабочее колесо; прямой гидроудар приводит к поломке лопастей РК, лопаток НА и затоплению машинного зала в здании ГЭС;

- появление направленного вверх гидравлического осевого усилия на рабочем колесе турбины, что при сбросах нагрузки может в определённых условиях превысить вес вращающихся частей, поднять (подбросить) агрегат на несколько сантиметров вверх, повредив элементы конструкции, и вывести агрегат из строя.

Исключить подобные негативные проявления у ПЛ турбин или ограничить их до допустимых пределов можно выбором соответствующих законов движения регулирующих органов.

Осевые и диагональные ПЛ турбины имеют два управляющих органа: лопатки направляющего аппарата, регулирующие расход и вращающий момент, и лопасти рабочего колеса турбины. В установившихся режимах соотношение между открытием НА и углом лопастей РК при данном напоре задаётся комбинаторной зависимостью. Но в переходных процессах комбинаторная зависимость нарушается, особенно при сбросах нагрузки.

Для корректного выбора законов закрытия и оценки параметров переходных процессов следует учитывать особенности характеристик ПЛ турбин. На рис. 1 в качестве примера показана оборотно-расходная характеристика турбины ПЛ30 в при-

¹ vberlin@rinet.ru

² muraviov1954@mail.ru

³ podvisotskiy aa@mail.ru

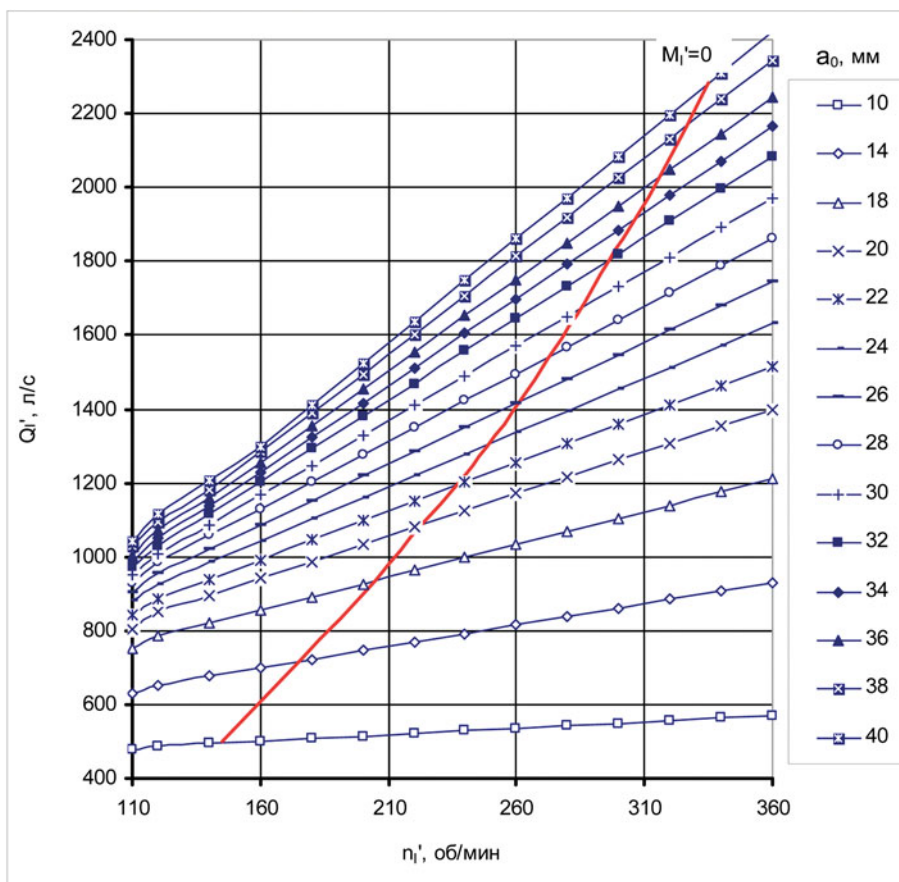


Рис. 1. Универсальная оборотно-расходная характеристика осевой турбины ПЛ30 при угле лопастей $\varphi = 0$ град.

ведённых координатах n_1^1 и Q_1^1 при постоянном угле установки лопастей.

Особенностью характеристик осевых турбин является увеличение расхода при постоянном открытии направляющего аппарата и росте частоты вращения. При сбросах нагрузки этот эффект проявляется в снижении напора турбины за счёт отрицательного гидродара и резкого снижения вра-

щающего момента в первые секунды после отключения генератора от сети. Впервые этот эффект был отмечен и аналитически доказан в работе [1].

На рис. 2 показана разгонная характеристика осевой турбины [2]. Из неё следует, что при выходе агрегата в разгон на постоянном открытии НА наибольшая частота вращения достигается не на максимальном угле лопастей РК и максимальном открытии НА, а на малых отрицательных углах лопастей даже с учётом меньших значений открытия НА (рис. 2).

Коэффициенты разгона, т.е. отношения разгонной частоты вращения к номинальной, у осевых турбин в 1,2 – 1,4 раза выше, чем у радиально-осевых, что при сбросах нагрузки требует большей скорости закрытия НА [3]. При соблюдении заданных ограничений по максимальной частоте вращения время полного хода НА на закрытие (без учёта демпфирования), как правило, получается меньше 10 с.

Ещё одним важным параметром, влияющим на выбор законов движения НА и угла лопастей РК при переходных процессах, является гидравлическое осевое усилие на рабочем колесе турбины. На рис. 3 показаны характеристики осевого усилия в зависимости от открытия НА и приведённой частоты вращения n_1^1 для различных углов установки

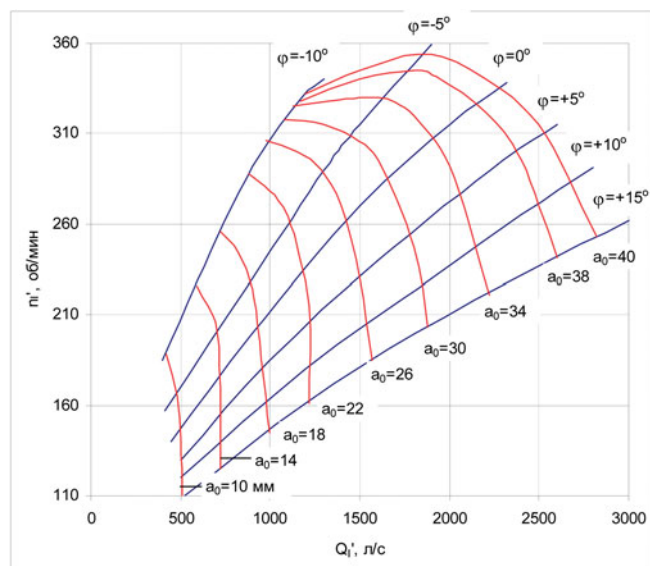


Рис. 2. Разгонная характеристика осевой турбины ПЛ30

лопастей РК осевой турбины [3, 4]. Все параметры на рис. 4 приведены к диаметру рабочего колеса $D_1 = 1$ м и напору $H = 1$ м.

В области нормальных эксплуатационных режимов осевое усилие направлено вниз. При сбросах нагрузки и определённом соотношении частоты вращения, угла лопастей РК и открытия НА осевое усилие становится отрицательным, изменяя направление и действуя снизу вверх. Направленное вверх (отрицательное) осевое усилие может превысить вес вращающихся частей и сдвинуть агрегат вверх.

Оценивая допустимость условий регулирования агрегатов надо учитывать, что отрицательное осевое усилие растёт по модулю с увеличением частоты вращения и достигает максимума при полном закрытии НА (рис. 3).

Из сказанного следует важный практический вывод. Не следует допускать, чтобы при сбросах нагрузки полное закрытие турбины происходило при высокой частоте вращения агрегата. Для примера на рис. 4 показаны два процесса при сбросе нагрузки. При скорости сворачивания лопастей 1 град./с частота вращения в момент закрытия НА составляет 110 % от номинальной и отрицательное осевое усилие достигает 110 т. При скорости сворачивания лопастей 0,5 град./с частота вращения снижается до 80 % от номинальной и осевое усилие — до 60 т из-за более эффективного гидравлического торможения турбины.

Проведённый анализ позволяет выработать для сбросов нагрузки рекомендации по выбору режимов закрытия регулирующих органов и сворачивания лопастей РК у турбин двойного регулирования:

скорость закрытия НА должна выбираться так, чтобы обеспечить допустимое повышение частоты вращения при сбросе максимальной нагрузки не выше 160 % от синхронной;

длительность демпфирования при закрытии НА должна обеспечивать снижение частоты вращения до 70 – 80 % от номинальной к моменту полного закрытия НА, что гарантирует от возникновения высокого направленного вверх осевого усилия;

уменьшение скорости сворачивания лопастей рабочего колеса создаёт более интенсивное торможение турбины, способствуя снижению направленного вверх осевого усилия.

Выводы

1. При назначении режимов регулирования гидроагрегатов с осевыми гидротурбинами следует учитывать особенности их расходных характеристик на различных углах установки лопастей, а также характеристик гидравлических осевых усилий в

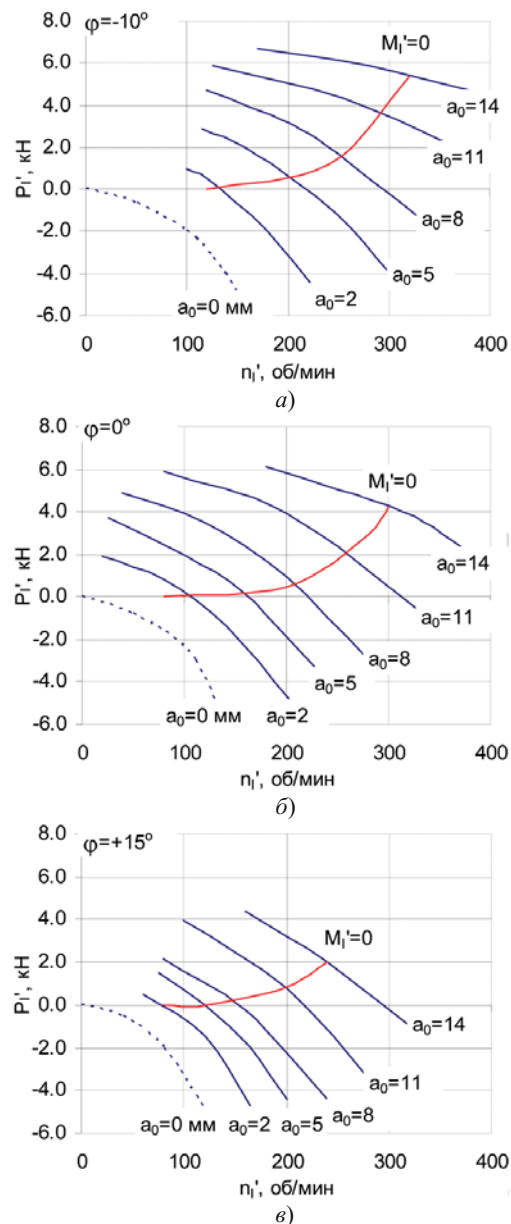


Рис. 3. Пример характеристики гидравлического осевого усилия в приведённой системе параметров турбины на различных углах установки лопастей: а) $\varphi = -10^\circ$; б) $\varphi = 0^\circ$; в) $\varphi = +15^\circ$

полном диапазоне режимов, включая турбинные, разгонные и тормозные.

2. При выходе агрегата в разгон при постоянном открытии НА наибольшая частота вращения достигается не на максимальном угле установки лопастей и максимальном открытии НА, а на малых (отрицательных) углах лопастей, даже с учётом меньших значений открытия НА турбины.

3. Отрицательное осевое усилие достигает максимальных по модулю значений при сбросе нагрузки и полностью закрытом направляющем аппарате; при этом оно тем выше, чем больше частота вращения.

4. Уменьшению направленного вверх осевого усилия способствуют замедление скорости сворачивания лопастей рабочего колеса и длительное

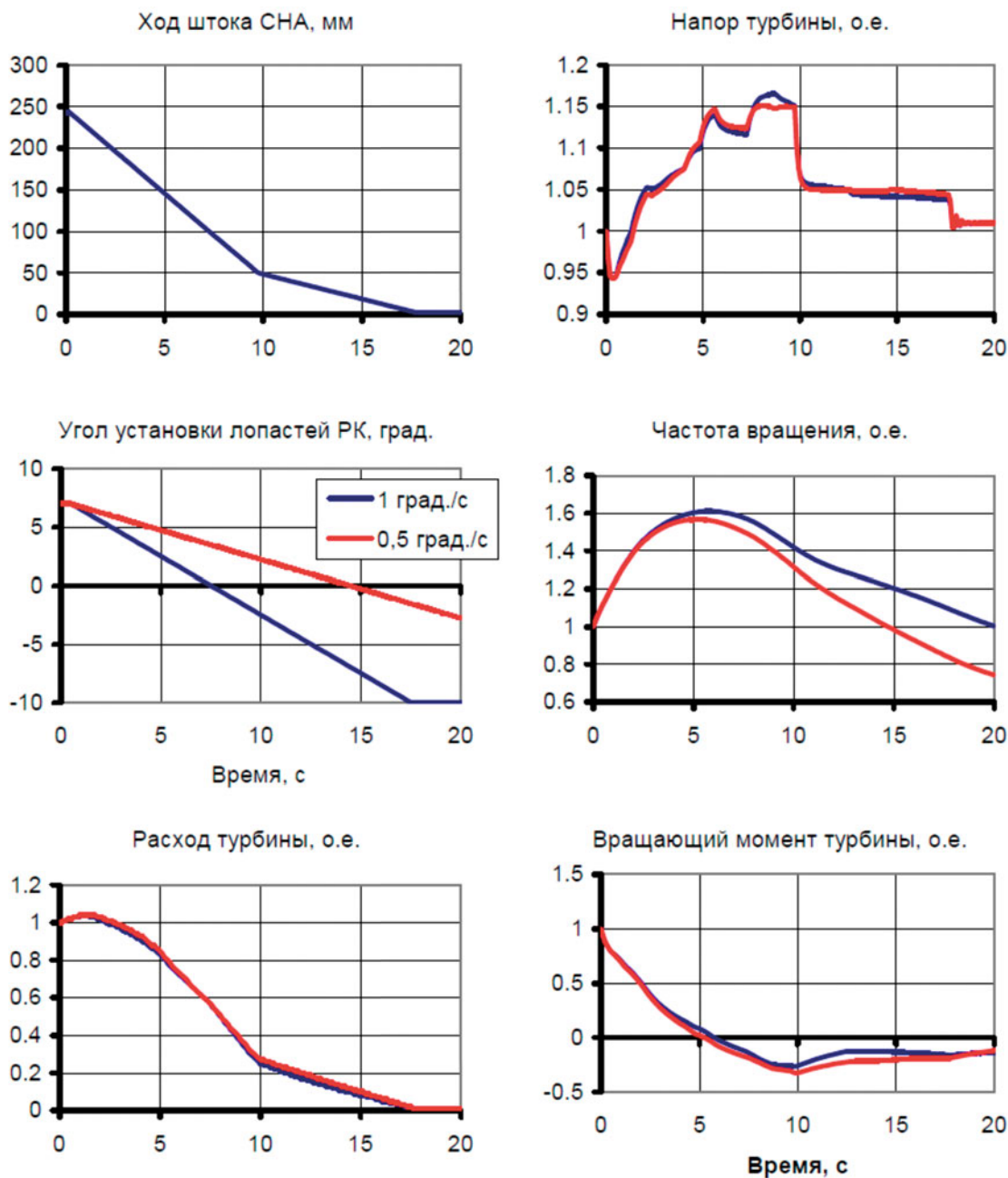


Рис. 4. Процессы при сбросе номинальной нагрузки и различной скорости движения лопастей РК осевой турбины

демпфирование при закрытии направляющего аппарата.

5. Снижение частоты вращения к моменту полного закрытия НА до 70 – 80 % от номинальной гарантирует от возникновения высокого направленного вверх осевого усилия.

6. Исследование выполнено на математической модели — компьютерном двойнике Красногорской МГЭС-2. Полученные результаты использованы при проведении пусковых испытаний.

Список литературы

1. Берлин В. В. Некоторые особенности динамических характеристик гидромашин // Сборник трудов МИСИ. 1978. № 171. С. 125 – 129.
2. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках / Под ред. Г. И. Кривченко. — М.: Энергия, 1975. — 368 с.
3. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций / Под ред. Ю. С. Васильева. — В 2-х т. — М.: Энергоатомиздат, 1988.
4. Руководство по проектированию технологических режимов регулирования гидроэлектростанций. — М.: Энергия, 1977.