

2 Методика выполнения измерений при помощи стандартных водосливов и лотков: МИ 2406-97 / ВНИИР. – 1997.

3 Discharge measurement structures / W. Boiten, M. G. Bos, D. A. Kraijenhoff van de Leur, H. Oostinga, R. H. Pitlo, A. H. de Vries, J. Wijdieks; ILRI. – 3-d rev. ed. – Wageningen, The Netherlands, 1989. – 401 p.

4 Основные принципы и методы эксплуатации магистральных каналов и сооружений на них / В. Н. Щедрин [и др.]; под общ. ред. В. Н. Щедрина. – Новочеркасск: РосНИИПМ, 2015. – 361 с.

5 Кушер, А. М. К вопросу о предельном затоплении гидрометрического сооружения / А. М. Кушер, М. Р. Барамыков // Инновационные технологии в мелиорации: материалы междунар. науч.-практ. конф. / ФГБНУ «ВНИИГиМ им. А. Н. Костякова». – 2011. – С. 515–518.

УДК 627.844.621.221.1

Ш. Г. Талипов, О. Я. Гловацкий, А. С. Газарян

Научно-исследовательский институт ирригации и водных проблем при Ташкентском институте инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства, Ташкент, Республика Узбекистан

ВОПРОСЫ РЕКОНСТРУКЦИИ НАСОСНО-ТУРБИННОЙ ЧАСТИ МЕЛИОРАТИВНО-ВОДОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА

В статье приводятся основные данные модельных исследований режимов различных нагрузок насоса-турбины и пульсации под рабочим колесом. Источником этих возмущений являются вихри, возникающие при положительной закрутке потока. Характер изменения стандартов пульсации давления по длине проточного тракта подтверждает, что основным источником нагрузок являются рабочие органы насоса-турбины.

Ключевые слова: надежность, эксплуатация, насосные агрегаты, гидромашины, лопасть, проточный тракт, пульсация, давление.

Sh. G. Talipov, O. Ya. Glovatskiy, A. S. Gazaryan

Scientific Research Institute of Irrigation and Water Problems at Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization Engineers, Tashkent, Republic of Uzbekistan

THE RECONSTRUCTION ISSUES OF THE PUMP-TURBINE UNIT OF THE RECLAMATIVE-WATER INDUSTRY COMPLEX

The main data of simulation studies of various pump-turbine loads and pulsations modes under the impeller are presented. The source of these perturbations is the vortices arising at the positive whirl. The behavior of pressure pulsation standards along the water conveyance system confirms that the major source of loads is the working elements of the turbine pump.

Key words: reliability, operation, pump units, hydraulic machines, blade, water conveyance system, pulsation, pressure.

В Республике Узбекистан эксплуатируется более 1600 насосных станций (НС) и 5000 насосных агрегатов (НА). Изучение и анализ технического состояния объектов НС показало, что используются в основном энергоемкие старые НА. Проблемы эксплуатации НА аналогичны проблемам эксплуатации турбин на ГЭС. Новым направлением является проектирование гидроаккумулирующих станций (ГАЭС). На практике встречаются случаи их длительной работы при сильно увеличенных по сравнению с проектными гидравлических потерях во всасывающей линии, при механических повреждениях отдельных элементов.

Вероятность появления тех или иных отклонений от нормальных условий эксплуатации и степень опасности этих особых режимов различны для насосно-турбинной части разных типов и определяются их размерами, а также назначением. Например, повышение напора сверх максимального расчетного значения не представляет практически никакой опасности для небольших центробежных насосов и радиально-осевых турбин, но крайне нежелательно для крупных образцов.

В настоящее время в Республике Узбекистан около 70 % земель орошается с помощью центробежных насосов, их бесперебойная работа необходима для успешного развития сельского хозяйства. Также основные турбины на ГЭС радиально-осевого типа.

Научно-исследовательская работа, направленная на обеспечение бесперебойной работы агрегатов, своевременное определение рабочего состояния, имеет особое значение при выполнении Стратегии действий по дальнейшему развитию Республики Узбекистан на 2017–2021 гг., в которой указано превалирующее значение дальнейшего развития мелиоративных и ирригационных объектов для увеличения уровня национальной экономики.

К настоящему времени около 25 % НС и ГЭС Республики Узбекистан находятся в эксплуатации более 30 лет, а 50 % проработали более 20 лет, и, следовательно, оборудование этих станций также приближается к выработке своего нормативного срока службы [1].

В результате форсировки режимов работы гидромашин и изменения режимов работы ГЭС ухудшилось энергетическое использование водотоков, так как средневзвешенный по выработке КПД оказался на 5–10 % ниже максимально возможного для данного типа гидромашин.

Наряду со снижением эффективности использования водотока и смещением работы гидромашин в зону более низких значений КПД и повышенных динамических нагрузок наблюдается тенденция к снижению надежности гидроагрегатов: рост интенсивности отказов лопастей, возрастание скорости разрушения подшипников, усиление кавитационной эрозии проточного тракта гидромашин, что отмечалось нами для НА [2].

Повышение эффективности и надежности гидросилового оборудования со сроком службы, превышающим нормативный, неизбежно потребует его замены. Необходимость замены диктуется не только физической изношенностью основных элементов агрегатов, но и тем обстоятельством, что они морально устарели по отношению к современным типам гидромашин.

Вопросы, связанные с реконструкцией и техническим перевооружением гидромашинного оборудования, наиболее целесообразно решать в рамках комплексной реконструкции. Это направление должно стать основным в XXI в. и прийти на смену модернизации отдельных узлов оборудования, которая проводилась с целью обеспечения нормативной эксплуатационной готовности. Для успешного решения вопросов замены гидромашин при реконструкции и техническом перевооружении необходимо:

- оценить эффективность использования водотока существующим гидромашинным оборудованием при сложившихся режимах работы и выбранных параметрах (частоте вращения n и диаметре рабочего колеса);
- определить оптимальные требования к параметрам нового гидромашинного оборудования.

Выполнить предложенное позволяет приведенная ниже методика.

Рекомендации авторов учитываются при разработке технологической части проектов строительства новых и расширения, реконструкции и технического перевооружения действующих ГЭС и ГАЭС с агрегатами мощностью не более 5 МВт. Рекомендации могут использоваться при разработке проектов малых ГЭС мощностью менее 10 МВт.

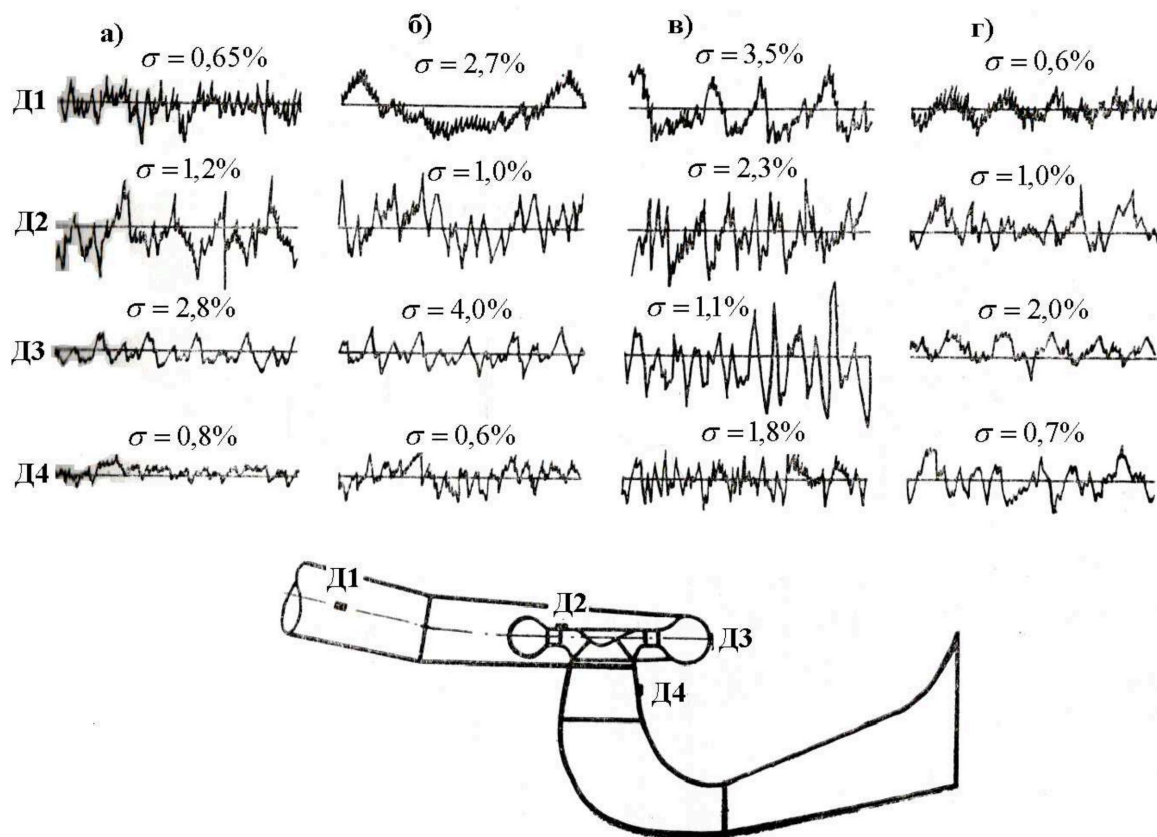
При равных показателях надежности и технико-экономических показателей с учетом эксплуатационных затрат принимается наибольшая технически возможная

мощность из соображений унификации оборудования как по условиям изготовления, так и по условиям эксплуатации.

Гидравлические потери обусловлены вязкостью жидкости. К ним относятся также потери энергии потока, покидающего турбину на выходе из отсасывающей трубы. Гидравлические потери различаются по месту происхождения: в спиральной или иной подводящей камере, в направляющем аппарате, в рабочем колесе, в отсасывающей трубе (в т. ч. и на выход из трубы). Гидромеханическое течение жидкости в каждом из этих органов: в кольцевом конфузоре спиральной камеры, в конфузорной неподвижной решетке направляющего аппарата, во вращающейся решетке рабочего колеса, наконец, в криволинейном диффузоре отсасывающей трубы – различно. Поэтому гидравлические потери в проточных органах гидромашин имеют существенно отличающийся характер и подчиняются различным закономерностям. Более того, в одном и том же органе могут иметь место потери различных видов, как, например, профильные и концевые потери в рабочем колесе, внутренние гидравлические потери и выходные потери.

Опыт создания и эксплуатации обратимых агрегатов ГАЭС показал, что насосы-турбины характеризуются ростом гидродинамических нагрузок, расширением их спектра, большей вероятностью возникновения резонансных явлений в блоках ГАЭС. Это требует более тщательного анализа спектральных характеристик потока и динамических свойств конструкций, являющихся основой динамического расчета водоводов и здания ГАЭС. Исходные данные для такого расчета могут быть получены по характеристикам пульсации давления, замеренным на границах потока в различных элементах проточного тракта.

Исследования пульсации давления выполнены на модели блока ГАЭС (рисунок 1) с радиально-осевым рабочим колесом диаметром 357 мм.



а) турбинный режим: $N = 200$ МВт, $H = 34$ м; б) то же, $N = 120$ МВт, $H = 34$ м;
в) турбинный разгонный режим: $a_0 = 500$ мм; г) насосный режим: $Q = 104$ м³/с, $H = 35$ м

Рисунок 1 – Точки измерения и осциллограммы пульсации давления

Обработка осциллограмм проведена с определением максимальных амплитуд ($2A$), стандартов пульсации давления (σ).

Для определения коэффициента сопротивления рабочего колеса C_{xp} необходимо знать распределение скоростей по поверхности профиля, а для этого требуется, в свою очередь, решение трудоемкой прямой задачи обтекания решетки профилей. Вместе с тем часто на практике оказывается достаточной приближенная оценка профильных потерь в гидромашинной решетке. С этой целью на основании проведенных расчетов построен осредненный график профильных потерь, который учитывает только основной параметр решетки – густоту l/t (рисунок 2).

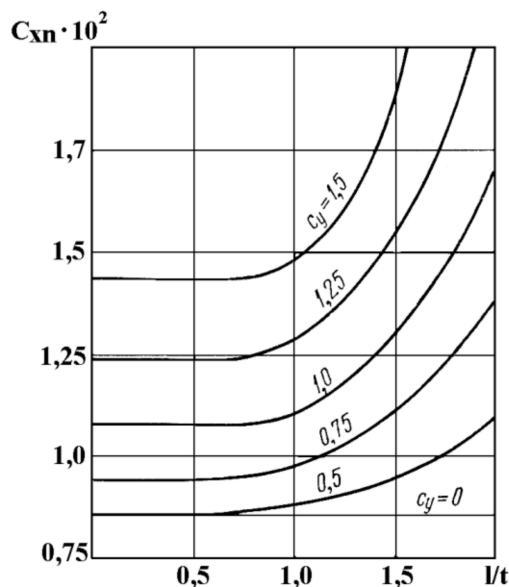


Рисунок 2 – Осредненный график профильных потерь

Другие геометрические характеристики: угол установки профиля в решетке, его толщина и кривизна и пр. – предполагаются некоторыми осредненными, обычно присущими решеткам среднего цилиндрического сечения рабочих колес.

Проведенные для двух рабочих колес различной быстроходности расчеты показали, что при переходе от втулочного сечения к периферийному значение C_{xp} при заданном режиме уменьшается в 2–3 раза, а значение скорости ω увеличивается примерно в 2 раза. Величина же относительной потери в решетке данного цилиндрического сечения оказывается вследствие более быстрого роста величины ω по сравнению с уменьшением C_{xp} для периферийных сечений большей в 2–4 раза, чем для втулочных сечений. Таким образом, периферийные сечения рабочего колеса играют значительно большую роль в формировании профильных потерь, чем втулочные сечения.

Расчеты показали, что среднее значение потерь в РК очень близко к значению потерь, подсчитанных по среднему цилиндрическому сечению, и отличается от последних не более чем на 10 %.

Отсюда следует вывод, что оценку профильных потерь в различных рабочих колесах можно производить по значению потерь в среднем цилиндрическом сечении колеса, не проводя расчетов по всем сечениям колеса.

В силу неразрывности течения во внешнем потоке возникает обратное течение жидкости, которое вместе с движением пограничного слоя межлопастного канала приобретает пространственный характер.

Концевые потери являются в данном случае результатом резкого взбухания пограничного слоя на спинке лопасти вблизи стенок вследствие накопления подторможенной жидкости, перетекающей по стенкам и стекающей на лопасти.

Для расчета этих потерь необходимо развитие теории пространственного пограничного слоя применительно к течениям в решетках.

Трудности теоретического изучения вопроса привели к постановке обширных экспериментальных исследований, в результате которых получен материал для количественной оценки концевых потерь. Так, в наших опытах было впервые обнаружено, что для данной решетки лопастей абсолютная величина концевых потерь не зависит от длины лопасти.

Отсюда непосредственно следовало, что коэффициент концевых потерь обратно пропорционален удлинению (относительному размаху) лопасти $\lambda = L/b$ (L – характерный размер решетки, например длина профиля; b – длина (размах) лопасти).

В соответствии с экспериментальными данными О. Я. Гловацкого рекомендована эмпирическая формула для коэффициента концевых потерь в турбинных решетках, учитывающая зависимость его от удлинения:

$$\lambda = \xi \frac{L}{b},$$

где ξ – приведенный коэффициент концевых потерь, равный 0,07–0,18.

Исследования САНИИРИ позволили установить обобщенную эмпирическую зависимость концевых потерь в решетках от режима обтекания, характеризуемого углами входа и выхода потока [2].

Эти же опыты показали, что на коэффициент концевых потерь существенное влияние оказывает величина зазора. Объяснить это можно наличием обоих вторичных направлений – как через зазор, так и в канале вдоль ограничивающих стенок. В случае очень малых зазоров, так же как и при отсутствии зазора, основная доля потерь обусловлена утолщением пограничного слоя на лопасти. Потери кинетической энергии вторичного течения здесь невелики. При увеличении зазора доля потери энергии на образование вихрей растет и имеет уже преобладающее значение. В области не очень больших относительных зазоров δ , имеющих практический смысл, зависимость концевых потерь H_k от δ оказывалась близкой к линейной.

Наличие переменных зазоров значительно усложняет и без того сложную картину концевых явлений в гидромашине.

Во-первых, большую роль начинают играть потери вследствие утечек жидкости через зазоры. Во-вторых, что еще важнее, параметры машин становятся переменной величиной, зависящей от угла разворота лопастей.

Выводы

1 Модельные исследования показали, что в режимах частичных нагрузок гидромашин максимальное значение спектральной плотности пульсации под рабочим колесом наблюдается при низкой частоте. Источником этих возмущений являются вихри, возникающие при положительной закрутке потока за рабочим колесом.

2 Анализ экспериментальных материалов показал, что для условий исследуемых режимов частичной нагрузки турбины ($H = 34$ м, $N = 120$ МВт), пониженной подачи насоса ($Q = 54$ м³/с, $H = 35$ м) при разгоне (аварийной ситуации) они должны являться проверочными для динамического расчета водоводов.

Список использованных источников

1 Печейкина, Е. А. Исследование гидродинамических характеристик потока в переходных процессах насосно-турбинной части ГАЭС / Е. А. Печейкина, Ш. М. Шарипов, О. Я. Гловацкий // Современные проблемы в сельском и водном хозяйстве: сб. науч. тр. – Ташкент, 2017. – С. 330–333.

2 Новые конструкции и технологии для водо- и энергосбережения в системах машинного водоподъема / Ш. Р. Рустамов, О. Я. Гловацкий, С. У. Жанкабылов, С. К. Гадаев // Проблемы энерго- и ресурсосбережения. – Ташкент, 2017. – № 3–4. – С. 143–147.