

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ В НАСОС-ТУРБИНАХ

Как известно, современные суточные графики электрической нагрузки характеризуются существенной неравномерностью: коэффициент неравномерности нагрузки составляет 0,65...0,68. Тенденция увеличения неравномерности сохраняется и на перспективу. В этих условиях весьма актуальной проблемой является строительство специальных маневренных электростанций. Это, прежде всего, гидроэлектростанции (ГЭС), гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) и газотурбинные электростанции (ГТЭ). Агрегаты ГАЭС называют обратимыми, т.к. они оборудуются обратимыми гидромашинами (насос-турбинами). Анализ сравнительной эффективности применения ГЭС, ГАЭС и ГТЭ показал, что в большинстве случаев использование ГАЭС для работы в пиковой зоне графиков нагрузки является наиболее эффективным.

Рост единичных мощностей насос-турбин, высокие требования к маневренности ГАЭС выдвигают задачу повышения их надежности. Надежность работы отдельных узлов и всей конструкции обратимого гидроагрегата существенно зависит от знания действующих на них нагрузок. Наименее надежным элементом конструкции насос-турбины являются лопатки направляющего аппарата, а самые длительные потери времени на простой возникают при неисправностях рабочего колеса, направляющего и упорного подшипников. Эти неисправности появляются из-за действия гидродинамических радиальных и осевых сил, вызванных потоком протекающей жидкости.

Радиальные силы в лопастных гидравлических машинах, в общем случае, могут быть вызваны причинами как механического, так и гидравлического характера. Появление первой категории сил в машинах с вертикальным расположением вала обусловлено механическим небалансом ротора. Он может быть устранен динамической балансировкой ротора. Возникновение гидродинамической радиальной силы, действующей на рабочее колесо гидромашин, в самом общем случае, вызывается отсутствием осевой симметрии потока на всасывающей и напорной сторонах рабочего колеса.

Классификация гидродинамических радиальных сил достаточно сложна. Прежде всего, гидродинамическая радиальная сила может быть разделена на статическую и динамическую составляющие. Статическая сила определяет осредненную по времени нагрузку на подшипник, динамическая сила – уровень вибраций ротора и связанных с ним элементов конструкции. Наиболее полную классификацию радиальных сил предложил Н. И. Зубарев. Статическая радиальная сила имеет две составляющие – от окружной неравномерности распределения скоростей на напорной стороне рабочего колеса и от неравномерности поля давлений. Динамические радиальные силы делятся на силы жгутовой, лопастной и оборотной частоты. Причиной возникновения радиальных сил жгутовой частоты считается асимметрия поля окружных скоростей на всасывающей стороне рабочего колеса, которая обуславливается вихревым жгутом в отсасывающей трубе. Радиальная сила лопастной частоты появляется при прохождении лопасти рабочего колеса мимо вихревого жгута, срывающегося с лопатки направляющего аппарата или зуба спиральной камеры, или, в общем случае, в результате наличия любой постоянной во времени осевой асимметрии поля окружных скоростей на напорной стороне рабочего колеса. Радиальная сила оборотной частоты возникает как следствие гидравлического небаланса рабочего колеса и вращается вместе с колесом.

При рассмотрении радиальных сил в обратимых гидромашинах необходимо исследовать, как минимум, два основных режима работы – насосный и турбинный. Особый интерес представляют также и переходные процессы. Помимо режима работы, на величину радиальных сил влияют также следующие факторы: значение коэффициента быстроходности обратимой гидромашин, тип отводящего или подводящего устройства

на напорной стороне рабочего колеса, геометрия вспомогательных трактов, рассогласование положения лопаток поворотного направляющего аппарата.

Анализ радиальных сил в основных рабочих режимах показал следующее. В насосном режиме в зоне малых подач статическая радиальная сила увеличивается примерно в три раза по сравнению со значением в оптимуме, а амплитуда пульсаций в два раза превышает статическое значение. Таким образом, радиальная сила имеет свое минимальное значение в точке оптимума и растет с уходом от нее как влево, так и вправо по характеристике. Примерно то же справедливо и для турбинного режима работы насос-турбины. С ростом коэффициента быстроходности наблюдается увеличение значений радиальной силы, как для насосного, так и для турбинного режимов.

Помимо насосного и турбинного режимов, представляют интерес значения радиальной силы на нерасчетных режимах работы, таких как, разгонный режим, режим противотока, режим гидравлического торможения и активного насоса. Исследования показали, что величина радиальной силы максимальна в режиме гидравлического торможения.

Еще одним важным фактором, влияющим на радиальную силу в насос-турбине, является рассогласование в положении лопаток направляющего аппарата. Опытным путем выявлено, что даже в наиболее вероятном случае рассогласования одной лопатки, радиальные силы увеличиваются в насосном режиме в три раза, в турбинном режиме – в восемь раз.

Пересчет гидродинамических радиальных сил с модельных на натурные условия Загорской ГАЭС показал, что в оптимальных зонах насосного и турбинного режимов статические силы соответственно равны 0, 25...0, 50 МН и 0, 18...0, 28 МН. Наибольших значений достигает радиальная сила в режиме гидравлического торможения – 2,3 МН. Здесь следует заметить, что в обычных гидротурбинах величины радиальных сил в несколько раз меньше.

Основным методом определения радиальных сил в насос-турбинах является эксперимент, т.к. динамические радиальные силы рассчитать теоретически в настоящее время не представляется возможным. Методика расчета статической радиальной силы в насосном режиме была предложена Е.Т.Гушаном. В его методике был принят ряд допущений: задача ставилась как двумерная и стационарная, учет вязкости производился приближенно. Методика позволяет рассчитать параметры потока по окружности рабочего колеса на его напорной стороне и вычислить радиальную силу в широком диапазоне изменения расходов и дает хорошую качественную и удовлетворительную количественную сходимость с результатами эксперимента. Так, расхождения в максимальных значениях не превышают 20%. Для расчета статических радиальных сил в турбинном режиме работы подобной методики пока не разработано.