УДК 621.224

О.Н. ЧЕБАН, НТУ «ХПИ», Харьков, Украина
А.В. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», Харьков, Украина
А.М. ГРИШИН, ст. преп., НТУ «ХПИ», Харьков, Украина

Анализ обтекания решеток профилей рабочего колеса осевых гидротурбин

При обосновании выбора типа осевой гидротурбины между поворотнолопастной и пропеллерной кроме энергетических и кавитационных характеристик сопоставляемых вариантов желательно оценить их пульсационные характеристики.

Наибольшему воздействию гидродинамических нагрузок подвергаются облицовка камеры рабочего колеса и сопрягающий пояс осевых гидротурбин [1–3]. Преимущественно здесь регистрируются пульсации давления с лопастной частотой:

$$f_л = \frac{n \cdot z_1}{60},$$

где n – частота вращения рабочего колеса, мин$^{-1}$;
z_1 – число лопастей рабочего колеса.

Исследование пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса осевой гидротурбины будем проводить с использованием решения прямой решетчатой задачи для периферийного цилиндрического сечения лопасти рабочего колеса. При этом считаем, что амплитуда пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса равна разности давлений на лицевой и тыльной сторонах лопасти. Для решения прямой задачи необходимо задавать режимные параметры: V_z – осевая (расходная) составляющая потока, Γ – циркуляция скорости вокруг профиля, V_{u1} – окружная составляющая потока на входе в решетку. Режимные параметры на входе в решетку, выступающие в роли граничных условий можно задавать, ориентируясь на экспериментальные данные, полученные при исследовании аналогичных проточных частей или с помощью известных в теории гидротурбин зависимостей. В наших расчетах в качестве независимой переменной принимался приведенный расход Q_1'.

При одинаковом изменении расходной составляющей скорости окружные составляющие и циркуляция у пропеллерного колеса, в отличие от поворотнолопастного существенно изменяются. У пропеллерного колеса окружные составляющие скорости на входе и выходе из решетки с увеличением расхода уменьшаются по линейному закону. Циркуляция скорости вокруг лопасти, при этом, увеличивается по линейному закону.

Расчет обтекания профилей с помощью программы ЦКТИ, выполненный для ряда приведенных расходов показал, что при увеличении расхода выше

1,2 м^3/с (оптимального для данной проточной части) пульсации давления на стенках камеры рабочего колеса у пропеллерной гидротурбины существенно возрастают (рис. 1). При режимах левее оптимальных в пользу поворотнолопастной гидротурбины свидетельствуют циркуляционные и ударные потери энергии в сопоставляемых рабочих колесах (рис. 2).

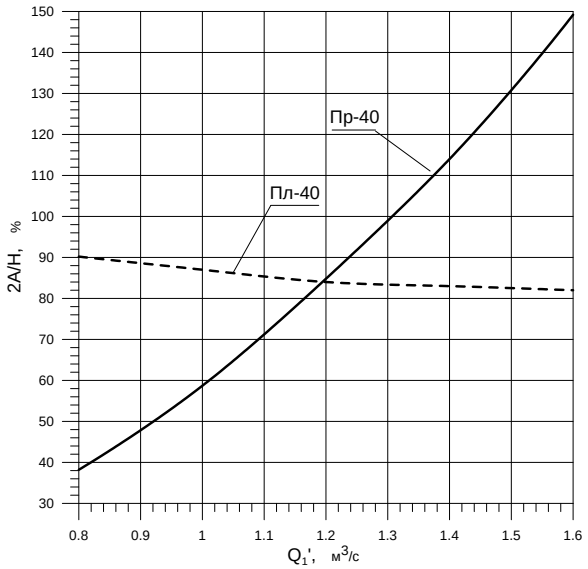

Рис. 1 – Пульсации давления в камере р. к.

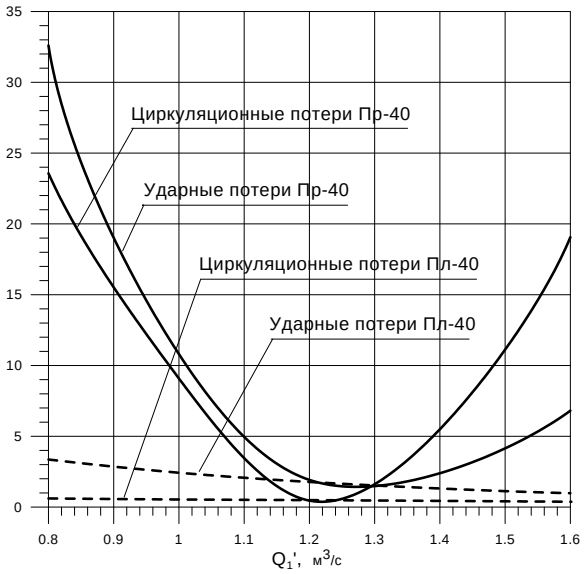

Рис. 2 – Потери энергии в рабочих колесах

Таким образом, преимущество поворотнолопастного рабочего колеса наблюдается во всем исследуемом диапазоне режимов.

Следует отметить, что при нерасчетных режимах у пропеллерной турбины, за счет закрутки потока за рабочим колесом, возникает вихревой жгут, вызывающий низкочастотные колебания давления в отсасывающей трубе.

Список литературы:

1. *Заворуев В. П.*, Саркисова М. Ф., Иванов И. И. Исследование пульсаций давления в проточной части поворотнолопастной гидротурбины. Труды Гидропроекта, сб.7. / Заворуев *В.П.*, Саркисова М. Ф., Иванов И. И. М, Гидропроект, 1962. с 9-29.

2. *Саркисова М. Ф.* Исследования по выбору оптимальной проточной части вертикальных гидротурбин Саратовской ГЭС. Труды координационных совещаний по гидротехнике. вып. 22, ЛПИ., Изд-во “Энергия” 1965. с 99-111.

3. *Руссо Г. А.* Основы расчета гидротехнических сооружений на действие динамических нагрузок. Труды Гидропроекта. Сб. 7. М. Гидропроект 1962. с 261-296.

4. *Барлит В. В.* Гидравлические турбины / *В.В. Барлит*. – Киев : Вища школа, 1977. – 360 с.

5.*Владиславлев Л. А.* Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций. Издание второе. Изд-во “Энергия” Москва. 1972. с176.

6. *Барлит В. В.* Расчет обтекания решеток профилей лопастных систем гидромашин : Учеб.-метод. пособие / В. В. Барлит, В. В. Бородаевский, Л. К. Яковлева – Харьков, НТУ «ХПИ», 2005. – 56 с.