Література: 1. *Левин М.М., Волковицкая П.И., Лаптин Ю.П. и др.* Система КРОКУС – автоматизированное проектирование, комплексные расчеты, оптимизация котельных установок // Энергетика и Электрификация. – 2001. №7. С. 45–48. **2.** *Бернаджевский В.С.* Математические модели – основа систем автоматизированного проектирования перовых котлов // Теплоэнергетика. 1997. № 9. С. 20–23. **3.** *Ефимов А.В., Меньшикова Е.Д., Адель Аль Тувайни* Разработка имитационной модели котельной установки для автоматизированной системы управления и диагностики энергоблоков электростанций // Вестник НТУ “ХПИ”.- 2001. Вып.7. С. 72–78.

УДК 621.224

ОДНОСТАЛКО М.А., ПОТЕТЕНКО О.В., канд. техн. наук, проф.

РАЗРАБОТКА ВЫСОКОНАПОРНЫХ ГИДРОТУРБИН НА НАПОРЫ 500, 700 МЕТРОВ

Структура потока в межлопастных каналах радиально-осевых гидротурбин носит сложный вихревой характер и на режимах отличных от оптимального приводит к возникновению за рабочим колесом крупномасштабных вихревых структур вида спиралеобразных вихревых жгутов, являющихся причиной низкочастотных пульсаций давления в отсасывающей трубе с большой амплитудой. В работе подробно рассмотрены причины этого явления.

На режимах отличных от оптимального возрастают различные виды потерь энергии, среди которых циркуляционные потери являются одними из основных. В работе предложено конструктивное решение этой проблемы, а именно – применение двухрядной лопастной системы с поворотными лопастями второго ряда, что существенно улучшает эксплуатационные характеристики гидротурбины. Также показана целесообразность применения дополнительного направляющего аппарата.

Ведется сравнение предлагаемой гидротурбины и обычной гидротурбины и в качестве примера представлена их прогнозная универсальная характеристика, которая наглядно демонстрирует преимущество предлагаемой гидротурбины.

Таким образом, применение турбин, оснащенных рабочим колесом с двухрядной лопастной системой с поворотными лопастями второго ряда и содержащих дополнительный направляющий аппарат, расположенный между двумя лопастными системами рабочего колеса, позволяет расширить диапазоны эксплуатации высоконапорных гидротурбин по напорам и расходам (мощности), повысить надежность, энергокавитационные показатели, снизить уровень нестационарности потока, уменьшить циркуляционные и другие виды потерь на режимах работы отличных от оптимального и обеспечить более высокую пропускную способность гидротурбины.

Применение сопловых аппаратов, создающих необходимый момент количества движения перед рабочим колесом, позволяет применять высокона-

порные радиально-осевые гидротурбины на напоры свыше 600 метров вплоть до 1000 метров с высоким коэффициентом полезного действия. Каналы сопловых аппаратов обеспечивают необходимые величины расходной и окружной компоненты скорости, поскольку наряду с увеличением кинетической энергии потока они посредством плавного разворота потока формируют необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения перед рабочим колесом. Также они могут обеспечить почти идеально равноскоростной поток, не меняющийся по высоте и окружному направлению. Основная идея использования сопловых аппаратов в качестве подводящих органов подробно изложена в работе.

<u>ОКОРОКОВА О.В.,</u> ШЕВЕЛЕВ О.О., проф.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПЛАВНИКОВЫХ ТРУБ

Плавниковые трубы являются разновидностью оребрённой поверхности теплообмена, их применяют для увеличения теплосъема в межтрубном пространстве теплообменных аппаратов. По данным [1,2] применение плавниковых труб для водяных экономайзеров позволяет увеличить их компактность на 20-25%.

В трубчатых водяных экономайзерах каналы со стороны греющих газов и на стороне нагреваемой среды очень малы по сравнению с общими размерами рабочей зоны. Поэтому в настоящем исследовании принять, что рабочая зона водяного экономайзера представляет собой неограниченную теплообменную матрицу одинаковых каналов (рис. 1).

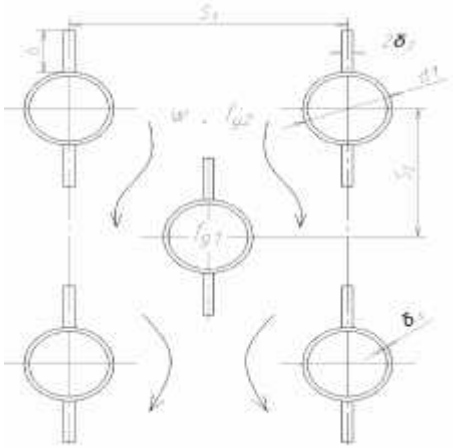

Рис.1

В этой матрице имеются многочисленные одинаковые и симметричные поверхности. Наличие этих особенностей дает возможность ограничить об-