

УДК 629.039.58

## АВАРИЙНАЯ ПОДПИТКА ПАРОГЕНЕРАТОРОВ АЭС В УСЛОВИЯХ ПОЛНОГО ЭЛЕКТРООБЕСТОЧИВАНИЯ ЭНЕРГООБЛОКОВ

Цыганкова С.Д.

Научный руководитель – Пташиц К.П.

На сегодняшний день в 31 стране мира находится в эксплуатации 192 атомных электростанций с 450 энергоблоками общей мощностью примерно 393721 МВт. При этом на стадии строительства находится еще 56 энергоблоков. Данные показатели позволяют нам говорить о несомненном расширении применения ядерных и радиационных технологий, что доказывает: атомная энергетика является экономически выгодным и экологически привлекательным элементом энергосистемы любого государства. Нельзя не отметить, что использование атомной энергетики помогает странам обеспечить так называемую энергетическую безопасность и сделать экономику более конкурентоспособной. С точки зрения экологии, возрастание доли АЭС благоприятно влияет на снижение уровня выбросов в атмосферу парниковых газов, которые, в свою очередь, влияют на изменение климата.

В свете аварий на Чернобыльской АЭС, АЭС Фукусима-1, Три-Майл-Айленд особое место при строительстве и эксплуатации АЭС занимает вопрос безопасности. Безопасность на АЭС – одно из важнейших свойств для обеспечения защиты как сотрудников, так и окружающей среды от радиационного излучения, как во время нормальной работы, так и при возможных авариях. Выделяют несколько видов систем безопасности:

- локализирующие (для ограничения очага распространения радиоактивных веществ в случае аварии);
- управляющие (для обеспечения правильного функционирования всех защитных систем);
- обеспечивающие (для создания условий для снабжения всех систем необходимой энергией и создания подходящей рабочей среды).

К последнему можно отнести резервную подпитку парогенераторов АЭС в условиях полного электрообесточивания.

Проблема обеспечения эффективного теплосъема в ПГ АЭС является следствием противоречия между необходимостью обеспечения достаточности водной среды во втором контуре энергоблока и отсутствием надежных средств подпитки в условиях потери водной среды в аварийных или предаварийных режимах работы оборудования, в случае полного электрообесточивания энергоблока. На сегодняшний день, аварийная подпитка осуществляется аварийными насосами с электроприводом [1]. Стоит отметить, что в случае полного электрообесточивания, особенно в случае отказа (невозможности запуска) резервных дизель-генераторов, использование аварийных насосов с электроприводом не является эффективным по причине необходимости применения технических средств повышенной функциональной надежности. При этом к исполнительным механизмам систем подпитки в условиях предаварийного или аварийного функционирования ЯЭУ предъявляются весьма жесткие требования по быстродействию и высокой эффективности их включения в работу. Например, одним из требований к турбоприводу с применением лопаточной турбины (турбины Лавала) является условие «горячего резерва», т. е. предварительный прогрев турбины для недопущения ее заклинивания при пуске.

Более целесообразно использовать для аварийной подпитки циркулирующих водных сред непосредственно пара из парогенератора. В соответствии с [1], ранее с этой же целью использовались пароводяные инжектора на котлах. В случае парогенератора инжектора непригодны по причине малых рабочих давлений (до 2,0 МПа).

В соответствии с [2], для обеспечения надежного привода подпиточного насосного аппарата может быть применена комбинированная конструкция турбопривода рис. 1,

состоящая из посаженных на один вал лопаточной турбины Лавалья и предвключенной дисковой турбины (турбины Теслы).

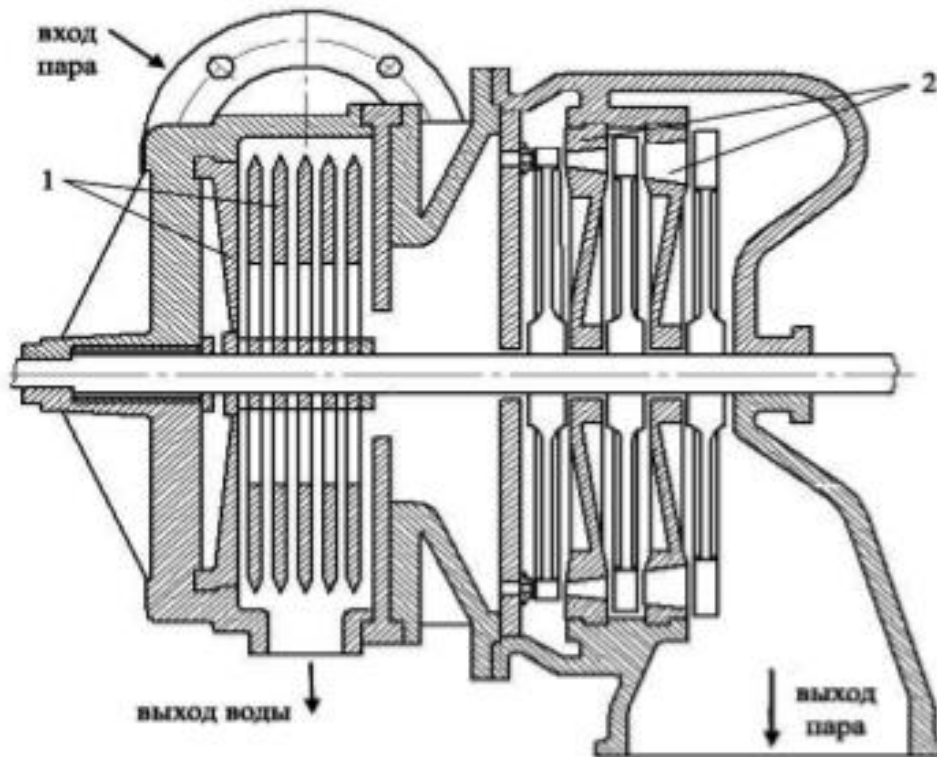


Рисунок 1 – Композиционная конструкция турбопривода:  
1 — дисковая турбина, 2 — лопаточная турбина

Такое техническое решение позволяет подавать на лопатки ротора турбины практически сухой пар. При включении двух разнотипных турбин, тепловыделитель между ступенями композиционной турбоустановки будет рационально распределяться, при этом поднимая степень сухости пара на выходе из лопаточной турбины. Это гарантирует оперативный пуск лопаточной турбины такого привода без предварительного разогрева, позволяет подключить подпиточный турбонасосный агрегат непосредственно к паровому объему парогенератора через быстродействующий нормально-закрытый клапан; при этом отпадает необходимость поддержания паропровода, ведущего к турбоприводу, в «горячем резерве», с постоянным дренированием конденсата. Особый интерес вызывает тот факт, что турбина трения в такой компоновке будет выполнять функции сепаратора, выделяющего конденсат из пара, который впоследствии будет удаляться по отдельной линии через конденсатный горшок.

В данной компоновке турбина трения является предвключенным элементом привода. Принцип работы такой дисковой турбины заключается в использовании силы трения среды, проходящей в ее междисковых каналах, что приводит к подсушиванию пара за счет перехода работы трения в теплоту. Что касается конструктивных особенностей турбины, она представляет собой вал с закрепленными на нем плоскими дисками, между которыми выдерживается определенное расстояние рис.2. Крайние диски – большие по толщине: струя пара, проходящего между дисками, работает на их раздвижение, что требует противодействия со стороны крайних дисков для прижатия внутренних дисков друг к другу. Ротор размещен в корпусе с входным соплом и боковыми крышками с отверстиями в центре.

На одном валу с турбиной трения располагается конструктивно лопаточная турбина рис.1. Лопаточная турбина, находясь на одном валу с насосом, должна работать на высоких угловых скоростях, задаваемых дисковой турбиной.

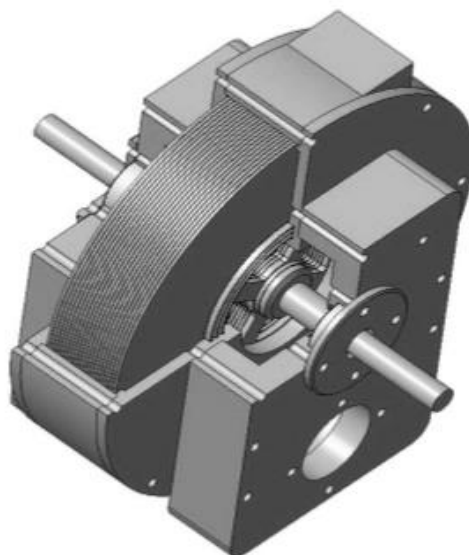


Рисунок 2. Внешний вид турбины трения

При расчете турбины трения и паровой осевой турбины в первую очередь определяют имеющийся теплоперепад, реализуемый на каждом из элементов конструкции. Учитывая наличие в обеих турбинах общего вала с насосом, принимают допущение, что мощность, потребляемая насосом, распределяется между двумя турбинами и при этом обратно пропорциональна их  $\eta$ . В соответствии с [3], для турбины трения  $\eta = 28\%$ , для осевой (паровой) турбины  $\eta = 81\%$  [4].

В соответствии с [3], начальные параметры пара (при работе турбопривода под действием паровой среды, поступающей из парогенератора): 6,0 МПа и 275,58 °С. Располагаемый перепад давления при срабатывании пара в атмосферу 5,8...5,9 МПа. Оптимальный теплоперепад 120...180 кДж/кг. Процесс расширения потока в комбинированной турбине представлен на рис. 4. Отражение этого процесса на диаграмме теплофизических свойств воды и водяного пара ( $h$ - $s$ -диаграмме) позволяет получить теплоперепад, который отрабатывается дисковой турбиной: он составляет 320 кДж/кг (или, соответственно, 5...4 МПа перепада давления) [3]. Из диаграммы на рис. 3 видно, что процесс расширения пара в такой комбинированной конструкции турбопривода проходит в области влажности пара менее 12...14 %, что вполне удовлетворительно по условиям эрозионных разрушений.

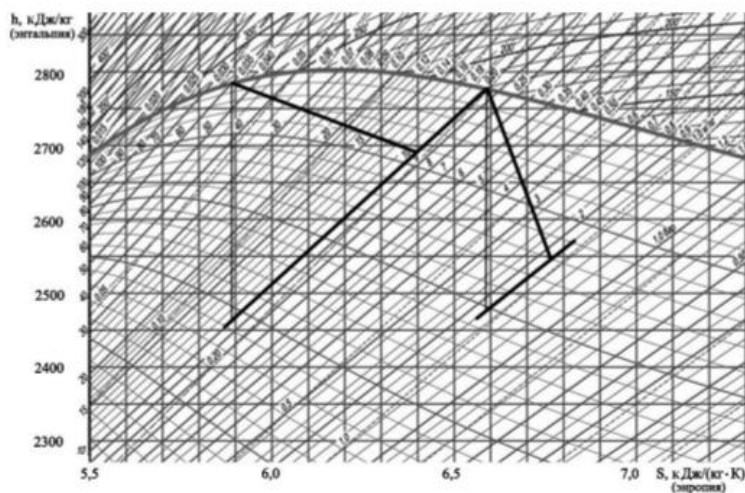


Рисунок 3. Процесс расширения пара в комбинированной турбине

Сформулируем следующие основные выводы относительно использования компоновочной конструкции турбоприводов насосных агрегатов для резервной подпитки парогенераторов АЭС:

- технологическая выгодность и перспективность с точки зрения обеспечения высокой функциональной надежности;
- высокий суммарный технический эффект, выражающийся в возможности подпитки парогенераторов АЭС собственным паром при помощи турбонасосных агрегатов.

Предварительный анализ режимов работы предлагаемого конструктивно-технологического решения позволяет утверждать о возможности реализации компоновочной конструкции турбоприводов насосных агрегатов для резервной подпитки ПГ, а также приемлемости рассмотренного технического решения.

#### Литература:

1. Герлига В. А. Основы безопасности АЭС с водо-водяным реакторами : Учеб. пособие / В. А. Герлига, В. В. Полтавченко, В. И. Скалозубов. — К. : ИСДО, 1993. — 264 с.
2. Королев А. В. Использование инжектора в системе САОЗ для повышения ее функциональной надежности / А. В. Королев // Ядерна та радіаційна безпека. — 2009. — Т. 12, вып. 2. — С. 38, 39.
3. Костюк А. Г. Паровые и газовые турбины для электростанций // А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний. — М. : Изд. дом «МЭИ», 2008. — 556 с.