

Резервная подпитка парогенераторов АЭС в условиях электрообесточивания энергоблока

Представлено оригинальное техническое решение по использованию энергии пара для организации подпитки парогенераторов АЭС в условиях полного электрообесточивания. Выполнен анализ применения композиционной конструкции турбопривода насосного агрегата, показана ее технологическая целесообразность и реализуемость.

Ключевые слова: парогенератор, аварийная подпитка, турбопривод, турбина трения.

О. В. Корольов, О. В. Дерев'янку

Резервне підживлення парогенераторів АЕС в умовах електрознеструмлення енергоблока

Представлено оригінальне технічне рішення з використання енергії пари для організації підживлення парогенераторів АЕС в умовах повного електрознеструмлення. Виконано аналіз застосування композиційної конструкції турбоприводу насосного агрегату, показано її технологічну доцільність і можливість бути реалізованою.

Ключові слова: парогенератор, аварійне підживлення, турбопривід, турбіна тертя.

Известной проблемой обеспечения эффективного теплосъема в парогенераторах АЭС является противоречие 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, если учесть возможность электрообесточивания энергоблока. В настоящее время аварийная подпитка циркулирующих водных сред в объем парогенераторов осуществляется аварийными насосами с электроприводом [1], которые не отвечают требованиям в ситуации, связанной с полным аварийным отключением электропитания, особенно в случае отказа (или невозможности запуска) резервных дизель-генераторов.

Организация надежной дополнительной (предаварийной или аварийной) подпитки парогенераторов АЭС циркулирующей жидкостью (котловой водой) требует 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 быстрдействию и высокой эффективности их включения в работу. Для устранения выявленной и обозначенной выше проблемы была поставлена цель: исследовать возможности обеспечения надежного снабжения парогенераторов АЭС дополнительной (подпитывающей) водой с использованием насосных агрегатов, снабженных турбоприводом. Однако, как показывает опыт эксплуатации, обычный турбопривод с применением лопаточной турбины (турбины Лавалья) для подобного случая имеет ряд существенных недостатков. Например, одним из требований к такому приводу является условие «горячего резерва», т. е. предварительный прогрев турбины для недопущения ее заклинивания при пуске. При этом использование паровых линий «горячего резерва» влечет за собой определенные трудности. В частности, на таких линиях нужно обеспечить постоянный дренаж конденсата, образующегося на стенках паропроводов. Использование же холодного турбопривода, без дренирования конденсата, грозит серьезными повреждениями любой паровой машины, особенно лопаточной турбины.

Анализ известных технологических схем показал возможность и целесообразность использования тепловой энергии для аварийной подпитки парогенератора непосредственно паром из парогенератора. Ранее с этой целью на котлах широко использовались пароводяные инжекторы [2, 3]. Однако инжекторный способ аварийной подпитки парогенератора собственным паром непригоден по причине малых рабочих давлений инжекторов (область рабочих давлений — до 2,0 МПа).

Для достижения поставленной цели были рассмотрены технические решения, альтернативные существующим, выявлены их недостатки и предложена принципиально новая, ранее не применявшаяся конструкция турбопривода насосного агрегата подпитки.

Известно, что дисковые турбины трения лишены указанного выше недостатка. Особенности их конструкции позволяют вращать ротор таких турбин даже от подачи гетерогенного двухфазного потока (более того, турбина на воде будет иметь даже более высокую приемистость). Повышенные значения коэффициентов трения, свойственные двухфазному потоку, взаимодействующему с дисковой турбиной, могут минимизировать постоянную времени (крутизну кривой разгона ротора) и сократить время переходного процесса при запуске агрегата. Поэтому, на наш

взгляд, для обеспечения надежного привода подпиточно-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).

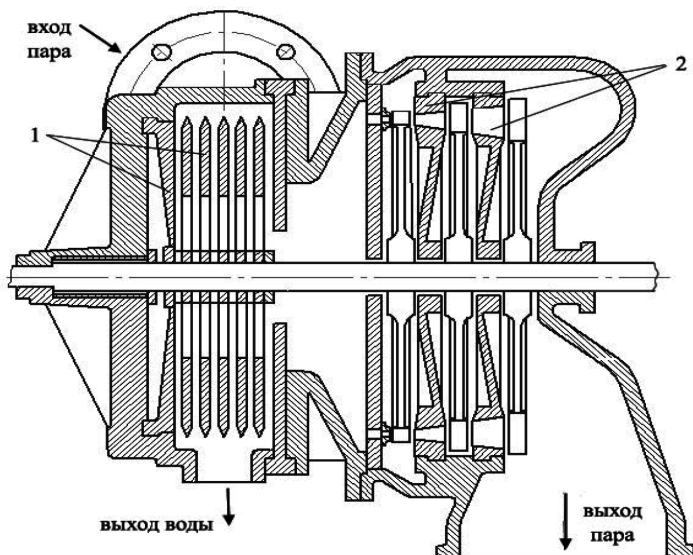


Рис. 1. Композиционная конструкция турбопривода:
1 — дисковая турбина, 2 — лопаточная турбина

Установка перед лопаточной турбиной турбины трения позволит подавать на лопатки ротора турбины (подключенного к ротору насоса) практически сухой пар. Кроме этого, при включении двух разнотипных турбин будет рационально распределяться теплоперепад между ступенями композиционной турбоустановки, поднимая степень сухости пара на выходе из лопаточной турбины.

Предлагаемое техническое решение, гарантирующее 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. Интерес также представляет технический эффект, получаемый от такой нестандартной конструкции: турбина трения будет выполнять функции сепаратора, выделяющего конденсат из пара, который впоследствии будет удаляться по отдельной линии через конденсатный горшок.

Положительный эффект данного решения создается конструктивными особенностями турбины трения, применяемой в качестве предвключенного элемента привода, поскольку основной принцип работы дисковой турбины — использование силы трения среды, проходящей в ее междисковых каналах, что ведет к подсушиванию пара за счет перехода работы трения в теплоту.

Конструктивно турбина трения представляет собой вал с закрепленными на нем плоскими дисками, между которыми выдерживается определенное расстояние (зазор), причем каждый диск имеет окна в центральной части для выхода рабочего тела. Крайние диски делаются большими по толщине, так как струя пара, проходящего между дисками, работает на их раздвижение, что требует

противодействия со стороны крайних дисков для прижатия внутренних дисков друг к другу. Крайние диски имеют над окнами радиальные выступы, служащие частью уплотнения (рис. 2). Ротор размещен в корпусе с входным соплом и боковыми крышками с отверстиями в центре. Сопло турбины в виде прямоугольной щели расположено тангенциально, т. е. по касательной к внутренней поверхности корпуса. Характер движения потока между дисками ротора иллюстрируется эпюрой, представленной на рис. 3. Зазор по периферии (между корпусом и ротором) делается минимальным с целью уменьшения утечки пара мимо набора дисков.

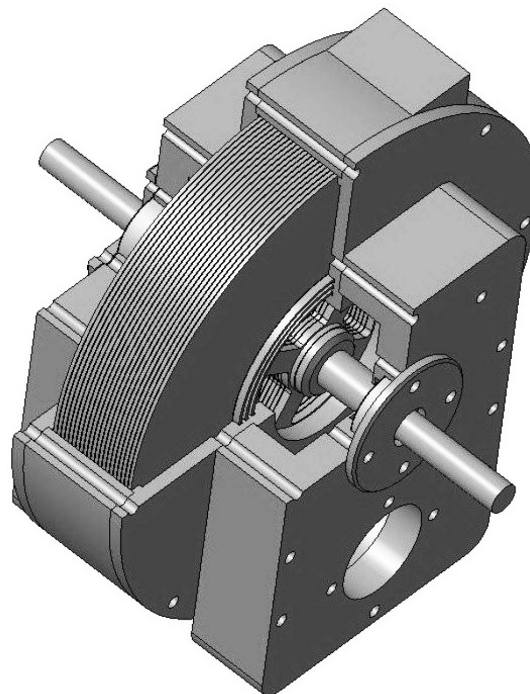


Рис. 2. Внешний вид дисковой турбины трения

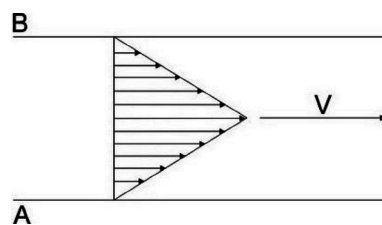


Рис. 3. Эпюра скоростей среды, движущейся в зазоре между дисками турбины

На одном валу с дисковой турбиной расположена лопаточная турбина, которая, находясь на одном валу с насосом, должна работать на высоких угловых скоростях, задаваемых дисковой турбиной (конструкцию осевой трехступенчатой паровой турбины в числе элементов комбинированного турбопривода см. на рис. 1).

Для расчета турбины трения и паровой осевой турбины необходимо определить имеющийся теплоперепад, реализуемый на каждом из элементов конструкции. Учитывая наличие в обеих турбинах общего вала с насосом, можно принять, что мощность, потребляемая насосом, распределяется между двумя турбинами и при этом обратно

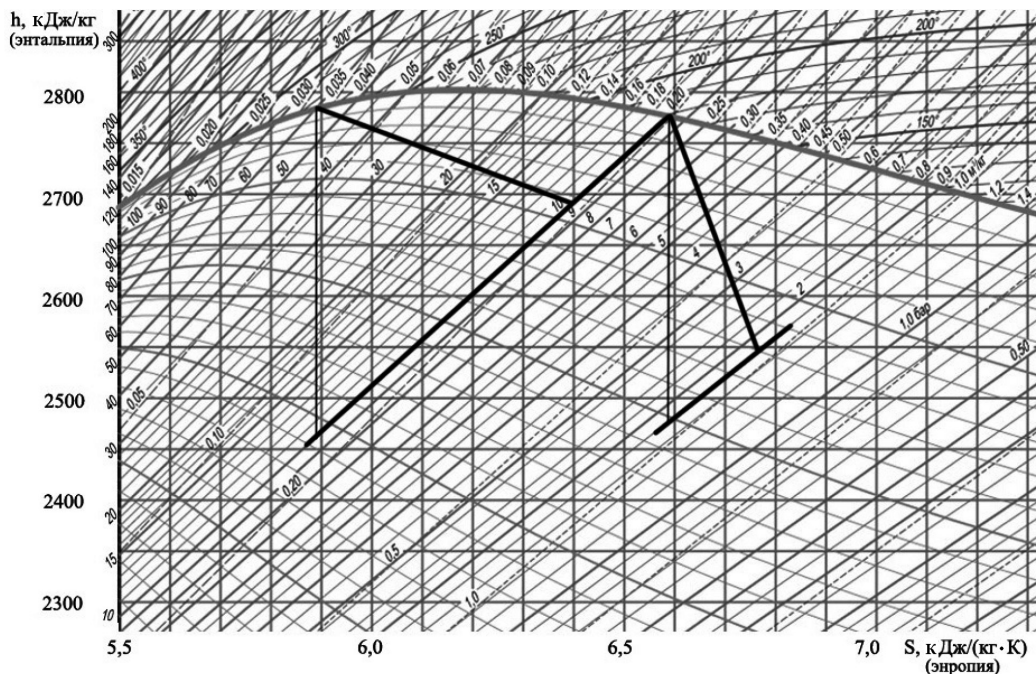


Рис. 4. Процесс расширения пара в комбинированной турбине в $h - s$ -диаграмме

пропорциональна их к.п.д. Для турбины трения, в соответствии с экспериментальными данными [5], к.п.д. равен 28 %, для осевой (паровой) турбины — 81 % [4].

При работе турбопривода под действием паровой среды, поступающей из парогенератора, начальные параметры пара будут равны 6,0 МПа и 275,58 °С. Соответственно, располагаемый перепад давления при срабатывании пара в атмосферу составит 5,8...5,9 МПа. Оптимальный теплотерепад, который может быть сработан на осевой лопаточной турбине при идеальном процессе расширения, составляет 120...180 кДж/кг (или 1,2...0,8 МПа срабатываемого перепада давления) [4].

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 теплотерепад, который обрабатывается дисковой турбиной: он составляет 320 кДж/кг (или, соответственно, 5...4 МПа перепада давления) [5].

Из диаграммы (рис. 4) видно, что процесс расширения пара в такой комбинированной конструкции турбопривода проходит в области влажности пара менее 12...14 %, что вполне удовлетворительно по условиям эрозийных разрушений.

Таким образом, можно сформулировать следующие выводы:

1. Композиционная конструкция турбоприводов насосных агрегатов для резервной подпитки парогенераторов АЭС технологически выгодна и перспективна с точки зрения обеспечения высокой функциональной надежности.
2. Использование в качестве композиционных элементов турбоприводов дисковой и лопаточной турбин обеспечивает высокий суммарный технический эффект, выражающийся в возможности подпитки парогенераторов АЭС собственным паром при помощи турбонасосных агрегатов.
3. Предварительный анализ режимов работы предлагаемого конструктивно-технологического решения показывает реализуемость и приемлемость рассмотренного технического решения.

Список использованной литературы

1. Герлига В. А. Основы безопасности АЭС с водо-водяным реакторами : Учеб. пособие / В. А. Герлига, В. В. Полтавченко, В. И. Скалозубов. — К. : ІСДО, 1993. — 264 с.
2. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. — М. : Энергоатомиздат, 1989. — 352 с.
3. Королёв А. В. Использование инжектора в системе САОЗ для повышения ее функциональной надежности / А. В. Королёв // Ядерна та радіаційна безпека. — 2009. — Т. 12, вып. 2. — С. 38, 39.
4. 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.
5. Фонд возрождения технологий Николы Тесла. [Электронный литературный ресурс]. — Режим доступа: http://www.teslatech.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=5&Itemid=5

References

1. Gerliga V. A. Poltavchenko V. V., Skalozubov V. I. Fundamentals of nuclear safety with water reactors. Training. allowance. — Kiev : ІSДО, 1993. — 264 p.
2. Sokolov E. Y., Singer N. M. Jet devices. — Moscow : Energoatomizdat, 1989. — 352 p.
3. Korolyov A. V. Using the injector system ECCS to improve its operational reliability // Nuclear Radiation Safety. — V. 12. — Iss. 2. — 2009 — P. 38, 39.
4. Kostyuk A. G. Steam and gas turbines for power plants // A. G. Kostyuk, V. V. Frolov, A. E. Bulkin, A. D. Truhny. — Moscow : Izd.Dom «MEI», 2008. — 556 p.
5. Renaissance Foundation technologies Nikola Tesla. [Electronic literary resource]. — Mode of access: http://www.teslatech.com.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=5&Itemid=5.

Получено 05.03.2014.