

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА КЛАПАНЕ УПРАВЛЕНИЯ НАСОСОМ С ГИДРОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

© 2024 г. А. В. Попов^{a, *}, Е. Н. Кулаков^a, П. А. Кругликов^a, Ф. А. Святкин^a, П. Г. Павлов^a, Р. С. Тарасенко^b, И. Б. Денисова^b, А. В. Проухин^c

^aНаучно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

^bАО «Атомэнергопроект», Бакунинская ул., д. 7, стр. 1, Москва, 105082 Россия

^cНаучно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники им. Н.А. Доллежалы (НИКИЭТ), Малая Красносельская ул., д. 2/8, корп. 3, Москва, 107140 Россия

*e-mail: PopovAV@ckti.ru

Поступила в редакцию 16.05.2023 г.

После доработки 21.07.2023 г.

Принята к публикации 01.08.2023 г.

При использовании свинца в качестве теплоносителя I контура возникают определенные сложности со стороны не только реакторной установки (конструкционные материалы, топливо и т.д.), но и паротурбинного цикла. Отмечена такая особенность II контура АЭС со свинцовым теплоносителем, как необходимость поддержания высокой температуры питательной воды перед парогенератором, вызванная его температурой плавления/замерзания. Для опытно-демонстрационного энергоблока с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300 было принято решение использовать смешивающий подогреватель питательной воды, что повлекло за собой появление второго подъема в схеме питательного насоса. Ввиду отсутствия электроприводных насосов на столь высокие параметры было предложено применять в качестве питательного насоса за смешивающим подогревателем питательной воды насос с гидротурбинным приводом. Такие насосы оказывают значительное влияние на экономичность из-за многоступенчатого преобразования энергии, при этом рекомендации по выбору сопротивления на регулирующем клапане этих насосов отсутствуют. Проведено расчетное исследование по определению оптимального перепада давления на регулирующем клапане гидротурбинного привода питательного насоса энергоблока с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300. Под оптимальным понимается предельный минимальный перепад, при котором клапан способен осуществлять регулирование с заданными критериями качества и обеспечивать наименьшие затраты энергии на собственные нужды. Даны рекомендации по выбору оптимального перепада давления на регулирующем клапане гидротурбинного привода питательного насоса турбоустановки с реактором БРЕСТ-ОД-300. Отработана методика решения задач по оптимизации перепада давления в узлах сложных гидравлических систем.

Ключевые слова: атомная электростанция, БРЕСТ-ОД-300, свинцовый теплоноситель, гидротурбинный насос, динамическая модель, переходной процесс, регулирующий клапан, энергетическая эффективность, SimInTech

DOI: 10.56304/S0040363624020073

Управление технологическими процессами энергетических установок, в том числе на ТЭС и АЭС, осуществляется в основном регулирующими клапанами. Клапан – это устройство для управления потоками рабочей среды путем изменения расхода вещества в регулируемый объект, поддерживающее заданный технологический режим работы. Процесс регулирования с помощью клапана неизбежно сопровождается дросселированием потока, что приводит к безвозвратным потерям энергии и, как следствие, к снижению КПД нетто электростанции. При этом качество переходного процесса почти всегда обратно про-

порционально потерям давления на клапане. Для повышения экономической эффективности энергетических установок целесообразно находить оптимальное соотношение между качеством переходного процесса и затратами энергии на его обеспечение.

В настоящей работе представлена методика определения оптимального перепада давления на регулирующем клапане питательного гидротурбинного насоса (ПГТН), являющегося энергоемким узлом в составе турбоустановки энергоблока с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300.

СХЕМА ПИТАТЕЛЬНОГО ТРАКТА ПТУ ЭНЕРГОБЛОКА БРЕСТ-ОД-300

В настоящее время на территории Сибирского химического комбината (г. Северск) ведется строительство АЭС с опытно-демонстрационным реактором естественной безопасности БРЕСТ-ОД-300. Физический пуск станции планируется осуществить к 2026 г. Создание данного энергоблока необходимо для обоснования возможностей развития крупномасштабной ядерной энергетики на базе АЭС с реакторами на быстрых нейтронах и замкнутым ядерным топливным циклом в соответствии со “Стратегией-2018” [1–3] и задачами Международного форума GIF [4].

В реакторной установке типа БРЕСТ будут реализованы новые технические решения [5], при этом использование свинца в качестве теплоносителя I контура накладывает некоторые ограничения и на функционирование II контура АЭС, проблемам которого зачастую уделяется мало внимания. Среди этих ограничений – требование к минимальному значению температуры питательной воды на входе в парогенератор, которое ранее в мировой практике к энергоустановкам не предъявлялось. Она должна быть не ниже 335°C во всех режимах работы, так как температура фазового перехода твердое тело – жидкость для свинца составляет $t_{пл} = 327^\circ\text{C}$. Для подогрева питательной воды до температуры 340°C (при давлении насыщения $p_s = 15$ МПа) в тепловую схему энергоблока, разработанную на базе турбоустановки К-300-23.5 [6], было включено уникальное оборудование – смешивающий подогреватель питательной воды (СППВ), устанавливаемый за подогревателями высокого давления (ПВД). Благодаря наличию СППВ создается запас питательной воды перед парогенератором и появляется возможность осуществлять пусковой прогрев паропроводов с помощью встроенного трубчатого электронагревателя. Присутствие смешивающего аппарата в тракте питательной воды обуславливает необходимость устанавливать за ним дополнительный питательный насос.

Питательные насосы в традиционном для ТЭС и АЭС исполнении (горизонтальные многоступенчатые аппараты) не могут быть использованы для предложенной схемы из-за высоких параметров (температуры и давления) перекачиваемой среды. Близкие по значениям параметры освоены в конструкциях главных циркуляционных насосов АЭС и насосах рециркуляции рабочей среды энергоблоков сверхкритического давления ТЭС. Такие насосы выполняются вертикальными одноступенчатыми, однако подобная конструкция не может быть применена для питательного насоса второго подъема энергоблока с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300 по следующим причинам:

при сочетании значений подачи и напора необходимо использовать многоступенчатый насос при частоте вращения рабочего колеса 3000 мин⁻¹;

вертикальное исполнение многоступенчатого насоса при температуре перекачиваемой среды 340°C крайне затруднительно;

торцевое уплотнение на указанные параметры по опыту проектирования уплотнений для главных циркуляционных насосов имеет осевой размер около 1 м, из-за чего потребуется существенно увеличить расстояние между опорами насоса.

Специалистами НПО ЦКТИ по насосному оборудованию была предложена другая конструкция питательного насоса – с гидротурбинным приводом, которая применяется для насосов принудительной циркуляции на котельных агрегатах и насосов закачки конденсата пароперегревателей на АЭС [7]. При таком техническом решении можно создать герметичные насосные агрегаты с использованием подшипников, которые функционируют на рабочей среде гидропривода и потому обеспечивают надежную прокачку воды высоких параметров [8–10].

Схема регулирования питательного узла турбоустановки представлена на рис. 1. Основной конденсат от подогревателей низкого давления питательными электронасосами (ПЭН) через ПВД подается в СППВ. Расход подаваемой воды устанавливается с помощью клапана, поддерживающего уровень питательной воды в СППВ. Нагрев питательной воды в СППВ осуществляется свежим паром, подводимым от главного парового коллектора. Расход пара регулируется клапаном, отвечающим за давление в СППВ. За группой ПВД предусмотрены две линии для охлаждения потоков: первая – в охладитель свежего пара через клапан для снижения напряжения металла корпуса СППВ, вторая – в смеситель через клапан для обеспечения бескавитационной работы ПГТН. Управление ПГТН, подающим воду в парогенератор, происходит с помощью регулирующего клапана, установленного за приводной турбиной. Вода подается на три гидротурбины ПГТН (два насоса в работе, один в резерве) от напорного коллектора питательной установки первого подъема, состоящей из четырех ПЭН (три в работе, один в резерве). Благодаря работе клапанов, регулирующих расход воды на гидротурбины (привод ПГТН), поддерживается определенное давление перед регулирующим питательным клапаном (РПК) путем изменения частоты вращения рабочего колеса насосов. Вода из приводной гидротурбины сбрасывается во всасывающий коллектор питательных электронасосов.

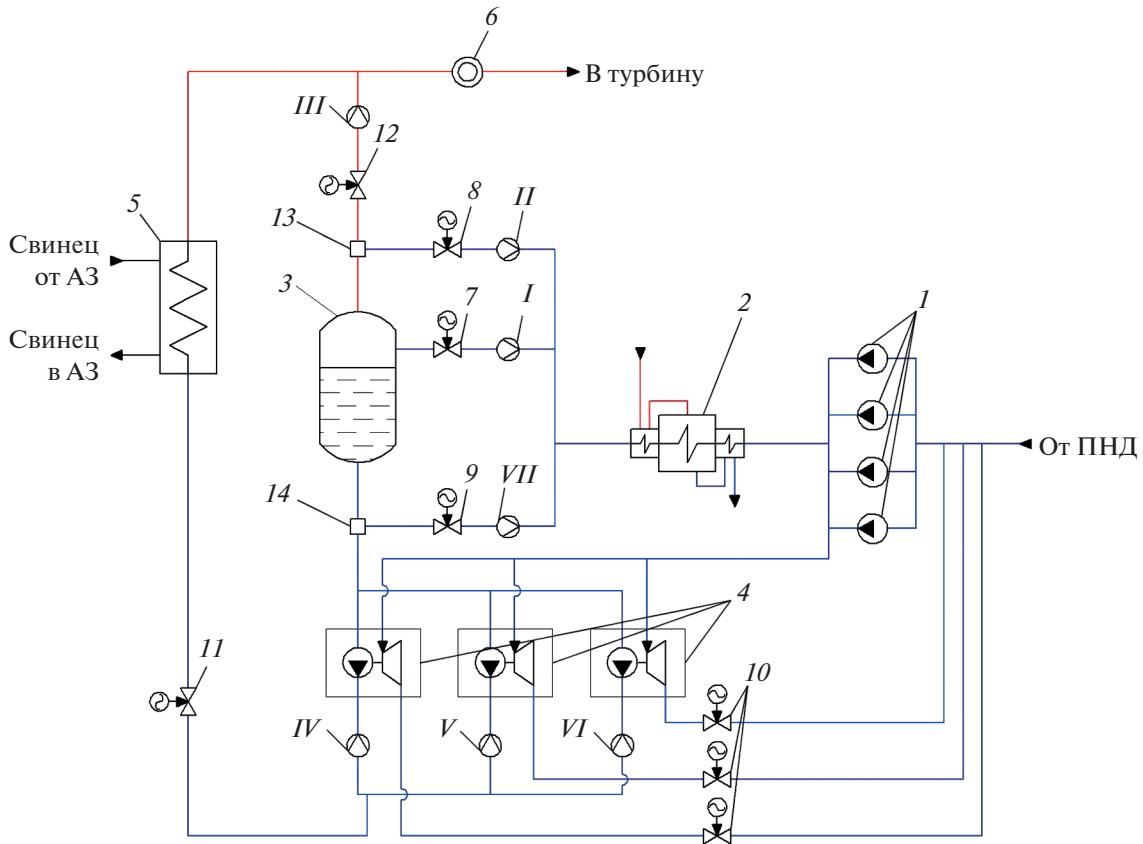


Рис. 1. Схема регулирования высокотемпературного контура.

1 – ПЭН; 2 – ПВД № 6, 7, 8; 3 – СППВ; 4 – ПГТН; 5 – парогенератор; 6 – стопорно-регулирующий клапан паровой турбины; регулирующий клапан: 7 – уровня СППВ, 8 – охладителя пара СППВ, 9 – захлаживания перед ПГТН, 10 – управления ПГТН, 12 – давления в СППВ; 11 – регулирующий питательный клапан; 13 – охладитель пара СППВ; 14 – смеситель перед ПГТН; I–VII – датчики расхода; АЗ – активная зона реактора

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА КЛАПАНЕ ПГТН

Давление перед РПК регулируют изменением расхода воды и, соответственно, перепада давления на приводной гидротурбине питательного насоса второго подъема. Под оптимальным перепадом давления на регулирующем клапане управления приводной гидротурбиной понимается предельный минимальный перепад, при котором клапан способен осуществлять регулирование с заданными критериями качества переходного процесса. Особенность методики расчета заключается в том, что на каждом его этапе необходимо выполнять проверку динамических характеристик переходного процесса (давления перед РПК) на комплексной модели энергоблока.

Перепад давления на регулирующем клапане ПГТН является частью общего перепада давления в регулируемой гидравлической системе. Оптимальный перепад давления выбирается, как правило, исходя из возможностей обеспечения эффективной работы ПГТН и требуемого качества регулирования.

Эффективность ПГТН ниже, чем у электронасосов, из-за многоступенчатого преобразования энергии. Общий КПД ПГТН можно представить как

$$\eta_{\text{ПГТН}} = \eta_{\text{ПЭН}} \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{ПГТН}}^{\text{T}} \eta_{\text{ПГТН}}^{\text{H}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{ПЭН}}$ – внутренний КПД ПЭН; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя ПЭН; $\eta_{\text{ПГТН}}^{\text{T}}$, $\eta_{\text{ПГТН}}^{\text{H}}$ – внутренний КПД приводной турбины и рабочего колеса ПГТН.

Кроме КПД на экономичность работы ПГТН влияет дросселирование на регулирующем клапане ПГТН. Энергетические потери, связанные с дросселированием, приводят к увеличению затрат мощности на собственные нужды и, соответственно, к снижению КПД нетто турбоустановки. Рост затрат мощности на собственные нужды может быть оценен по следующей формуле:

$$\Delta N = \frac{G_{\text{с.в.}} \Delta p_{\text{р.к.}}}{\rho_{\text{с.в.}} \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{ПЭН}}}, \quad (2)$$

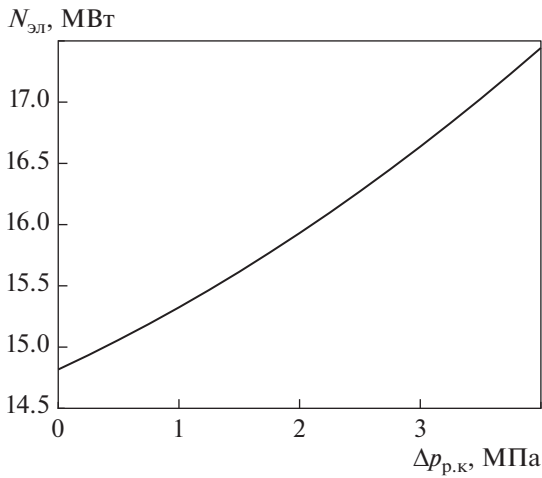


Рис. 2. Зависимость электрической мощности ПЭН $N_{эл}$ от перепада давления на регулирующем клапане ПГТН

где $G_{с.в}$ – расход силовой воды на приводную турбину ПГТН, кг/с; $\Delta p_{р.к}$ – перепад давления на регулирующем клапане ПГТН, Па; $\rho_{с.в}$ – плотность силовой воды [т.е. подаваемой на силовую (приводную) гидротурбину], кг/м³.

Расход силовой воды входит в формулу для расчета мощности ПГТН:

$$N_{ПГТН} = \frac{G_{п.в} \Delta p_{ПГТН}^H}{\rho_{п.в} \eta_{ПГТН}^H} = \frac{G_{с.в} \Delta p_{ПГТН}^T \eta_{ПГТН}^T}{\rho_{с.в}}, \quad (3)$$

где $G_{п.в}$ – расход питательной воды в парогенератор, кг/с; $\Delta p_{ПГТН}^H$ – перепад давления, создаваемый ПГТН, Па; $\rho_{п.в}$ – плотность питательной воды, кг/м³; $\Delta p_{ПГТН}^T$ – перепад давления на приводной турбине ПГТН, Па.

В результате преобразования получается

$$\Delta N = \frac{G_{п.в} \Delta p_{ПГТН}^H \Delta p_{р.к}}{\rho_{п.в} \Delta p_{ПГТН}^T \eta_{ПГТН}^H \eta_{ПГТН}^T \eta_{эд} \eta_{ПЭН}}. \quad (4)$$

Параметры $\Delta p_{р.к}$ и $\Delta p_{ПГТН}^T$ связаны выражением

$$\Delta p_{ПГТН}^T = \Delta p_{ПЭН} - \Delta p_{р.к} - \Delta p_{тр}, \quad (5)$$

где $\Delta p_{ПЭН}$ – перепад давления, создаваемый ПЭН, Па; $\Delta p_{тр}$ – потери давления на трубопроводах тракта силовой воды, Па.

Перепад, создаваемый ПЭН, срабатывается гидротурбиной и регулирующим клапаном (поте-

ри давления на трубопроводах обвязки составляют приблизительно 1.5% располагаемого перепада давления, создаваемого ПЭН, и для простоты проводимых аналитических преобразований их можно считать постоянными).

Формула (4) отражает энергетическую эффективность оптимизации перепада давления на регулирующем клапане управления силовой турбиной ПГТН. В предельном случае максимальная эффективность (минимальные потери давления) достигается, когда весь перепад на тракте силовой воды, создаваемый ПЭН, полезно используется на приводной гидротурбине, а перепад давления $\Delta p_{р.к} = 0$. Однако такая ситуация возникает при отсутствии возможности регулирования давления перед РПК.

Энергетические затраты питательных электронасосов первого подъема на собственные нужды энергоблока БРЕСТ-ОД-300 в зависимости от перепада давления на регулирующем клапане ПГТН можно представить в виде графика (рис. 2).

Регулирующий клапан должен обладать значительным авторитетом в гидравлической сети. Авторитетом клапана называется отношение давления на нем к общему падению давления на участке, на котором установлен клапан. Согласно рекомендациям [11], относительный перепад на регулирующем клапане должен быть не менее 10% на трассе для систем высокого давления. Однако данное значение выбрано для систем с постоянным коэффициентом гидравлического сопротивления, к которым приводная гидротурбина ПГТН не относится. Избыточный перепад на регулирующем клапане ведет к существенному уменьшению срабатываемого перепада на силовой турбине ПГТН и, как следствие, к росту расхода силовой воды, что увеличивает размеры и мощность ПЭН.

Также стоит отметить, что важный фактор, определяющий пригодность клапана для регулирования, – его рабочая расходная характеристика (профилирование), т.е. зависимость расхода среды через клапан от положения его штока. В разных гидравлических системах пропускные и расходные характеристики клапана могут значительно различаться. Чем меньший авторитет в гидравлической сети имеет клапан, тем большей крутизной должна обладать его расходная характеристика.

В общем случае переходные процессы должны быть устойчивы к различным возмущениям. Однако устойчивость является необходимым, но недостаточным условием работоспособности промышленной системы регулирования, особенно узла, обеспечивающего подачу воды в парогенератор.

В настоящей работе оценка качества регулирования осуществляется с помощью интегральных

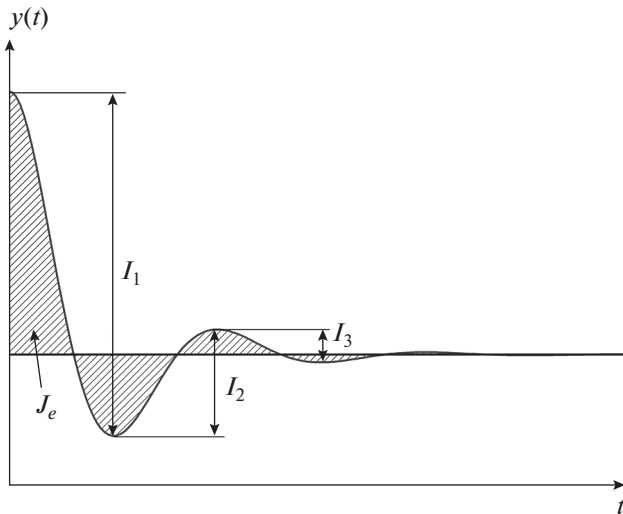


Рис. 3. Графическое изображение критериев качества регулирования

критериев переходного процесса, изображенных на рис. 3.

Один из таких критериев – интеграл по времени t отклонения фактического и заданного значения (уставки) регулируемого параметра с учетом зоны нечувствительности регулятора (характеризует затраты системы регулирования на устранение возмущения или способность системы к нейтрализации возмущения):

$$J_e = \int_0^t |e(t)| dt, \quad (6)$$

где $e(t)$ – рассогласование регулируемого параметра и его уставки.

Другим критерием качества является интеграл по времени изменения регулируемого параметра (характеризует колебательность переходного процесса):

$$I = \int_0^t \frac{dy}{dt} dt, \quad (7)$$

где $I = I_1 + I_2 + I_3$; y – регулируемый параметр.

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА

Расчеты производились на динамической модели турбоустановки и систем II контура энергоблока с реакторной установкой БРЕСТ-ОД-300. Модель предназначена для проектного обоснования технологических систем автоматического управления и защит оборудования. Она разрабатывалась в среде динамического моделирования

SimInTech с интегрированным программным комплексом ТРР¹, применяемым для моделирования динамических процессов в сложных тепло-гидравлических сетях и оборудовании ТЭС и АЭС, а также для разработки алгоритмов контроля и управления оборудованием энергоблока. Обмен данными между расчетными схемами синхронизируется через базу данных сигналов – структурированное хранилище переменных, используемых в одном или нескольких проектах, входящих в состав сложной модели [12–17].

В качестве режима, при котором в должной степени можно оценить способность клапана к регулированию, рассматривался режим быстрого управляемого снижения мощности со 100 до 50% тепловой мощности реакторной установки без переключения по оборудованию.

Порядок проведения расчетов можно разбить на два этапа.

Суть первого этапа заключается в следующем. При изначальной пропускной характеристике регулирующего клапана перепад давления на нем снижается (увеличивается его пропускная способность), соответственно корректируются гидравлические характеристики приводной гидротурбины ПГТН. Анализируя полученные данные по критериям качества переходного процесса, можно найти минимальный перепад на клапане, при котором сохраняется приемлемое качество переходного процесса.

Новое значение перепада давления на клапане служит опорной точкой для определения нового вида его пропускной характеристики. Исходя из этого на втором этапе проводятся повторные расчеты зависимости качества переходного процесса от перепада давления на клапане.

Ввиду отсутствия опыта проектирования и эксплуатации гидротурбинных насосов на основных потоках тепловой схемы энергоблока, изначальный перепад на регулирующем клапане был выбран консервативно равным 15% общего перепада на регулируемом тракте (расчетный перепад давления $\Delta p_{p.k}$ приблизительно равен 2 МПа) исходя из рекомендаций [11]. После этого в результате модельных испытаний первоначальный технический проект агрегата ПГТН был откорректирован, а его КПД увеличился. Напорная характеристика ПЭН была выбрана с запасом 10%. С учетом перечисленных факторов фактический перепад давления на регулирующем клапане составил $\Delta p_{p.k} = 3.5$ МПа.

Согласно расчетам, проведенным на первом этапе, предельное снижение давления составляет

¹ Программа ТРР (Thermal Power Plant) для моделирования нестационарных и установившихся процессов в энергетическом оборудовании ТЭС, разработанная в НПЦ “Приоритет” в 1997 г.

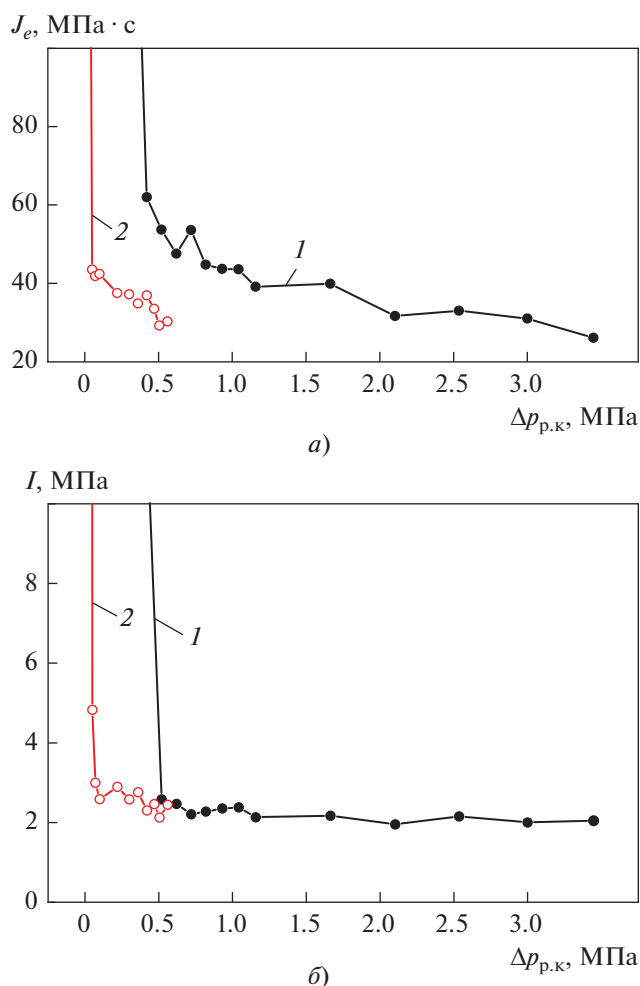


Рис. 4. Зависимость целевых функций качества регулирования J_e (а) и I (б) от перепада давления $\Delta p_{p.k.}$. Кривые 1 и 2 соответствуют первому и второму этапу расчета

$\Delta p_{p.k.} = 0.53$ МПа, после чего качество регулирования резко ухудшается (рис. 4).

Переходный процесс для исследуемого режима при начальной характеристике и перепаде давления регулирующего клапана $\Delta p_{p.k.} = 3.5$ МПа отображен линией 1, значение динамической уставки регулятора – линией 0 (рис. 5). Переходному процессу при начальной характеристике и $\Delta p_{p.k.} = 0.53$ МПа соответствует линия 2 (см. рис. 5). Каждому переходному процессу по регулируемой величине соответствует переходной процесс по положению штока регулирующего клапана, показанный на рис. 6.

Приняв указанный перепад давления в качестве исходных данных для расчета профиля клапана, можно построить новую характеристику клапана на основе параметров энергоблока во всех режимах его работы (второй этап). Переход-

ный процесс для этого перепада с уточненной характеристикой показан линией 3 (см. рис. 5). Его уменьшение ведет к значительной нелинейности расходной характеристики клапана.

На втором этапе расчетов был выявлен предельный перепад давления на клапане ($\Delta p_{p.k.} = 0.22$ МПа), при котором процесс остается устойчивым. Однако в этом случае наблюдается сильная реакция регулируемой системы на возмущение от тракта при разгрузке энергоблока (разгрузка ведет к закрытию РПК и, соответственно, снижению расхода питательной воды через ПГТН, при этом происходит заброс давления перед РПК). Максимальный заброс давления составил 20.3 МПа (линия 4 на рис. 5). Поэтому за оптимальный перепад давления принят $\Delta p_{p.k.} = 0.42$ МПа (линия 5 на рис. 5). Дальнейшее уточнение расходной характеристики клапана нецелесообразно, поскольку это приведет к еще большей ее крутизне и значительным сложностям в изготовлении и наладке клапана [18] при отсутствии заметного снижения перепада давления. По этой же причине оптимизация настроек регулятора при новых пропускной способности и характеристике не рассматривается.

Таким образом, оптимальный авторитет клапана в гидравлической системе составляет $A = 2.6\%$ ($0.42/16.11 = 0.026$; в числителе – перепад давления на регулирующем клапане, а в знаменателе – падение давления на всем гидравлическом участке). Однако по опыту эксплуатации (ухудшения характеристик со временем) разработчик гидротурбинного насосного оборудования рекомендует в качестве исходных данных для этого насоса при проектировании добавлять значение приблизительно 0.6 МПа (запас на ухудшение характеристик ПГТН). Исходя из этого рекомендуемый авторитет клапана должен составлять $A = 6.2\%$ ($1.0/16.08 = 0.062$). Такой перепад давления на регулирующем клапане гидротурбины соответствует снижению затрат энергии на привод ПЭН (около 1.5 МВт).

ВЫВОДЫ

1. Как показали расчеты, существует резерв снижения перепада давления на регулирующем клапане гидротурбинного насосного агрегата. Получены оптимальное значение этого перепада и, соответственно, авторитет регулирующего клапана, управляющего насосом и гидротурбинным приводом. Согласно опыту разработки и эксплуатации подобных агрегатов, авторитет клапана должен составлять 6.2%.

2. Разработанный подход к выбору оптимального значения перепада давления на регулирующем клапане гидротурбинного привода питательного насоса турбоустановки АЭС с реактором со

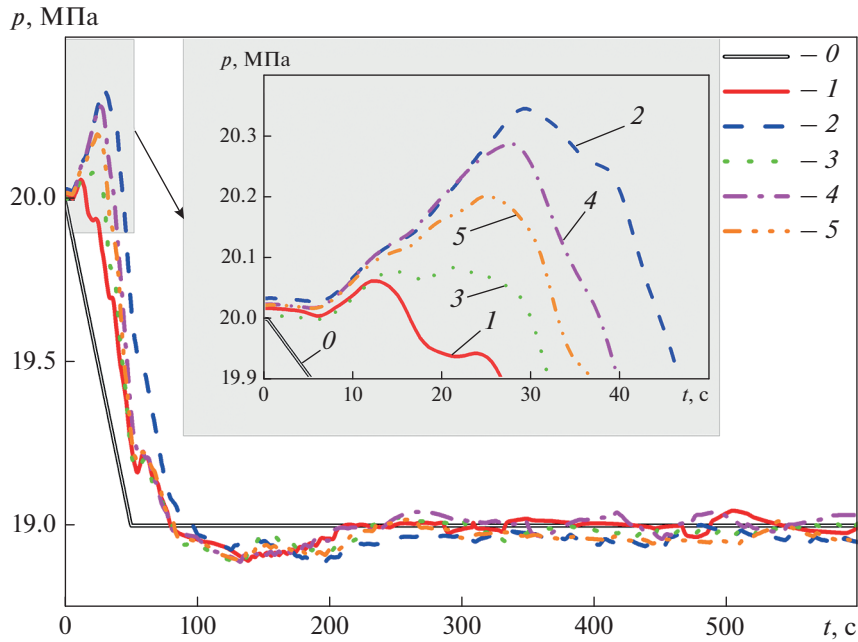


Рис. 5. Переходные процессы в исследуемом режиме. Регулируемое значение – уровень питательной воды в смешивающем подогревателе.
 0 – задание на регулятор; $\Delta p_{p.k}$, МПа: 1 – 3.5 (этап 1); 2 – 0.53 МПа (этап 1); 3 – 0.53 МПа (этап 2); 4 – 0.22 (этап 2); 5 – 0.42 МПа (этап 2)

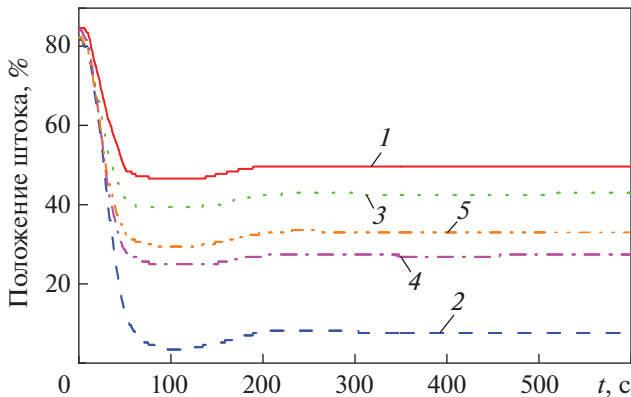


Рис. 6. Положение штока относительно полного открытия регулирующего клапана (0% – клапан полностью закрыт, 100% – клапан полностью открыт) при различных перепадах давления. Обозначения см. рис. 5

свинцовым теплоносителем может использоваться в будущих схемных проработках коммерческого энергоблока БР-1200.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **К стратегии** развития ядерной энергетики России / П.Н. Алексеев, А.Ю. Гагаринский, М.А. Калугин, Н.Е. Кухаркин, Ю.М. Семченков, В.А. Сидоренко, С.А. Субботин, П.С. Теплов, П.А. Фомиченко,

В.Г. Асмолов // Атомная энергия. 2019. Т. 126. Вып. 4. С. 183–187.
 2. **Асмолов В.Г.** Стратегия-2018 // Труды Междунар. науч.-техн. конф. “Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР”. Подольск, 2019.
 3. **Стратегия** развития ядерной энергетики России до 2050 года и перспективы на период до 2100 года. М.: Госкорпорация “Росатом”, 2018.
 4. **Generation IV International Forum.** Annual report, 2021.
 5. **Быстрый** реактор со свинцовым теплоносителем БРЕСТ: от концепции к реализации технологии / Е.О. Адамов, А.В. Каплиенко, В.В. Орлов, В.С. Смирнов, А.В. Лопаткин, В.В. Лемехов, А.В. Моисеев // Атомная энергия. 2020. Т. 129. Вып. 4. С. 185–194.
 6. **Разработка** схем, оборудования и режимов работы второго контура перспективной АЭС / А.И. Филин, В.С. Цикунов, С.В. Попов, Ю.В. Нестеров, А.Л. Шварц, А.В. Колбасников, Б.И. Шмуклер, В.И. Гомбелевский, Ю.А. Радин, М.П. Вахрушин // Теплоэнергетика. 2001. № 6. С. 27–31.
 7. **Павлов П.Г., Шлемензон К.Т.** Насосные агрегаты с гидротурбинным и газотурбинным приводом конструкции ОАО “НПО ЦКТИ”: опыт создания и эксплуатации, перспективы использования // Труды VII Междунар. науч.-техн. конф. “СИНТ’13”. Воронеж, Россия, 16–20 сент. 2013 г.
 8. **Павлов П.Г.** Насосы с гидротурбинным приводом энергоустановок ТЭС и АЭС // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2008. № 2 (54). С. 202–207.
 9. **Шлемензон К.Т., Павлов П.Г.** Гидротурбинный привод насосов в энергоустановках ТЭС и АЭС //

- Надежность и безопасность энергетики. 2012. № 3 (18). С. 31–34.
10. **Повышение** эффективности использования тепла конденсата пароперегревателей турбоустановок новых и действующих АЭС / Е.Н. Кулаков, В.Д. Гаев, Г.И. Казаров, Ю.Г. Сухоруков, А.В. Попов // Теплоэнергетика. 2023. № 1. С. 30–39. <https://doi.org/10.56304/S0040363623010034>
 11. **Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я.** Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике. М.: Энергия, 1974.
 12. **Расширение** возможностей теплогидравлического программного комплекса для моделирования процессов, происходящих в оборудовании АЭС / О.Ю. Кавун, Д.Н. Исполатов, М.Я. Куно, В.Г. Фейман // Теплоэнергетика. 2005. № 1. С. 34–40.
 13. **Кавун О.Ю., Ходаковский В.В.** Моделирование динамики энергоблока АЭС на многопроцессорных ЭВМ // Теплоэнергетика. 2005. № 1. С. 29–33.
 14. **Программный** комплекс для исследования динамики и проектирования технических систем / О.С. Козлов, Д.Е. Кондаков, Л.М. Скворцов, К.А. Тимофеев, В.В. Ходаковский // Информационные технологии. 2005. № 9. С. 20–25.
 15. **Программное** обеспечение SimInTech для программирования приборов систем управления / Ф.И. Бамум, О.С. Козлов, И.А. Паршиков, В.Н. Петухов, К.А. Тимофеев, А.М. Щекатуров // Атомная энергия. 2006. Т. 113. Вып. 6. С. 354–357.
 16. **Разработка** технических решений по повышению надёжности конденсатно-питательного тракта энергоблока БРЕСТ-ОД-300 / А.В. Попов, Е.Н. Кулаков, А.В. Проухин, Р.С. Тарасенко, И.Б. Денисова, С.Б. Есин, Ю.Г. Сухоруков // Электрические станции. 2023. № 4. С. 16–22. <https://doi.org/10.34831/EP.2023.1101.4.003>
 17. **Разработка** и применение комплексной динамической модели реакторной установки СВБР-100 для проектирования опытно-промышленного блока / И.А. Паршиков, В.Н. Петухов, К.А. Тимофеев, А.М. Щекатуров, С.А. Боровицкий, Д.Ю. Шмаков // ВАНТ. Сер.: Ядерно-реакторные константы. 2015. Вып. 3. С. 5–29.
 18. **Черноштан В.И., Благов Э.Е.** Особенности профилирования регулирующих органов с требуемой пропускной характеристикой // Электрические станции. 2010. № 6. С. 32–36.

Determining the Optimum Pressure Differential Across the Control Valve of a Hydroturbine Driven Pump

A. V. Popov^{a, *}, E. N. Kulakov^a, P. A. Kruglikov^a, F. A. Svyatkin^a, P. G. Pavlov^a,
R. S. Tarasenko^b, I. B. Denisova^b, and A. V. Proukhin^c

^a*Polzunov Scientific and Production Association for the Research and Design of Power Equipment (NPO TsKTI),
St. Petersburg, 191167 Russia*

^b*AO Atomenergoproekt, Moscow, 105082 Russia*

^c*Dollezhal Research and Design Institute of Energy Engineering (NIKIET), Moscow, 107140 Russia*

^{*}*e-mail: PopovAV@ckti.ru*

Abstract—When using lead as a primary circuit coolant, certain difficulties arise not only from the side of the reactor plant (structural materials, fuel, etc.) but also from the side of the steam turbine cycle. A feature of the second circuit of a lead-cooled NPP is noted, such as the need to maintain a high temperature of the feedwater in front of the steam generator, caused by its melting/freezing temperature. For the pilot demonstration power unit with the BREST-OD-300 reactor plant, it was decided to use a mixing feedwater heater, which entailed the appearance of a second rise in the feed pump circuit. Due to the lack of electric drive pumps for such high parameters, it was proposed to use a hydraulic turbine driven pump as a feed pump behind the mixing feedwater heater. These pumps have a significant impact on efficiency due to the multistage energy conversion, and there is no recommendation for selecting resistance on the control valve of these pumps. A computational study was carried out to determine the optimal pressure drop on the control valve of the hydraulic turbine drive of the feed pump of the power unit with the BREST-OD-300 reactor plant. Optimal is understood as the ultimate minimum differential at which the valve is able to carry out regulation with specified quality criteria and ensure the lowest energy consumption for its own needs. Recommendations are given for choosing the optimal pressure drop on the control valve of the hydraulic turbine drive of the feed pump of a turbine unit with the BREST-OD-300 reactor. A methodology has been developed for solving problems of optimizing pressure drop in units of complex hydraulic systems.

Keywords: nuclear power plant, BREST-OD-300, lead coolant, hydraulic turbine pump, dynamic model, transient process, control valve, energy efficiency, SimInTech