

УДК 621.165.51-58; 621.486

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПАРА В РЕГУЛИРУЮЩЕМ КЛАПАНЕ ТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ

В.А. ГОРБУНОВ, Н.А. ЛОНШАКОВ, И.В. АЛЕКСЕЕВ, М.Н. МЕЧТАЕВА
 ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
 г. Иваново, Российская Федерация
 E-mail: gorbynov.w@mail.ru, nik-lon@mail.ru, ilya.cockroach@yandex.ru, maria.mechtaeva@mail.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса. В настоящее время актуальным является вопрос определения узлов-концентраторов гидравлических потерь, возникающих при работе оборудования электрических станций. Выявление подобных точек непосредственно измерительными приборами на действующем оборудовании невозможно в силу затрудненного доступа ко многим элементам проточной части агрегатов. Разработка цифровых моделей оборудования позволяет моделировать данные процессы и с высокой степенью точности определять места повышенных гидравлических потерь. Целью данной работы является определение величины и локализации гидравлических потерь в регулирующем клапане паровой турбины.

Материалы и методы. Анализ работы клапана паровой турбины произведен на основе термодинамических, гидравлических и механических параметров, снимаемых непосредственно во время работы электрической станции штатными контрольно-измерительными приборами. Для обработки полученной информации используется метод конечных элементов в программах Ansys и SolidEdge Flow Simulation, а также трехмерное моделирование в программном пакете SolidEdge.

Результаты. В ходе работы получена трехмерная модель регулирующего клапана. Методом конечных элементов определены поля распределения давления, скорости, температуры и т.д. в объеме регулирующего клапана при различных режимах его эксплуатации. При обработке полученной информации выявлены завышенные потери энергии водяного пара, возникающие во время его дросселирования в регулирующем клапане, существенно влияющие на конечную мощность, развиваемую турбонасосом. В процессе работы приводной турбины на различных уровнях мощности потери давления рабочей среды в системе парораспределения варьируются в диапазоне 300–500 кПа (37–62 % от начального давления перед регулирующим клапаном).

Выводы. Поставленная в работе цель полностью достигнута. Верификация разработанной трехмерной модели произведена на основе эксплуатационных параметров, снятых в процессе работы паровой турбины. Применение результатов работы как при модернизации существующих агрегатов, так и в ходе проектирования нового оборудования позволит повысить эффективность выработки электрической энергии на энергоблоке станции.

Ключевые слова: питательный насос, приводная турбина, регулирующий клапан, трехмерная модель, гидравлические потери, паропроводы

DETERMINATION OF HYDRAULIC STEAM LOSSES IN THE TURBINE CONTROL VALVE BASED ON A THREE-DIMENSIONAL MODEL¹

V.A. GORBUNOV, N.A. LONSHAKOV, I.V. ALEKSEYEV, M.N. MECHTAYEVA
 Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation
 E-mail: gorbynov.w@mail.ru, nik-lon@mail.ru, ilya.cockroach@yandex.ru, maria.mechtaeva@mail.ru

Abstract

Background. A problem to be solved now is determining the hub nodes of hydraulic losses arising during the operation of power plant equipment. Detection of such points directly by measuring devices on the operating equipment is impossible as it is difficult to access many elements of the flow part of the units. Development of digital models of equipment allows simulating these processes and with a high degree of accuracy

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке федерального агентства по делам молодежи «Росмолодежь», в рамках реализации проекта «Модернизация регулирующего клапана турбопитательного оборудования атомной энергетической отрасли РФ» Всероссийского конкурса молодежных проектов среди образовательных организаций высшего образования (№ 091-02-2018-034 от 22.08.2018).

determining the location of increased hydraulic losses. The aim of this work is to determine the magnitude and localization of hydraulic losses in the control valve of the steam turbine.

Materials and methods. The analysis of steam turbine valve operation has been carried out based on thermodynamic, hydraulic and mechanical parameters, which are taken directly during the operation of the power plant by standard control and measuring devices. The obtained information was processed by the finite element method in the Ansys and SolidEdge Flow Simulation programs and by three-dimensional modeling in the SolidEdge software package.

Results. We have obtained a three-dimensional model of the control valve and determined the fields of pressure, velocity, etc. distribution in the volume of the control valve under different operating conditions by the finite element method. During the processing of the obtained information, we found excessive energy losses of water vapor arising during its throttling in the control valve. Such losses produce a significant effect on the power developed by the turbine pump. During the operation of the drive turbine, the pressure losses of the working medium in the steam distribution system vary in the range of 300–500 kPa (37–62 % of the initial pressure before the control valve).

Conclusions. The goal set in the work has been fully achieved. Verification of the developed three-dimensional model was made on the basis of the operational parameters taken during the steam turbine operation. The application of the work results, both for modernizing the existing units and designing new equipment, will increase the efficiency of electric energy production at the power unit of the station.

Key words: feed pump, drive turbine, control valve, three-dimensional model, hydraulic losses, steam pipelines

DOI: 10.17588/2072-2672.2019.5.012-023

Введение. Проблема анализа и модернизации систем и агрегатов предприятий энергетической отрасли особенно остро стоит на территории всего постсоветского пространства. Экономический спад 90-х годов XX в. вызвал глубокий кризис во всех отраслях промышленности, в том числе энергетической и машиностроительной. Отсутствие возможности финансирования научной деятельности также вызвало упадок в сфере прикладных исследований. Оборудование, эксплуатируемое по сей день на тепловых и атомных электрических станциях, спроектировано в 50–70-е годы XX в. в соответствии с уровнем технологического развития того времени.

Общемировая тенденция повышения единичной мощности действующего оборудования, сложившаяся в последнее десятилетие, заставляет эксплуатирующие организации проводить мероприятия, направленные на качественные и количественные изменения в действующем оборудовании. К числу таких мероприятий относятся: замена конструкционных материалов оборудования на более совершенные; оптимизация проходных сечений рабочей среды для снижения гидравлических потерь при обтекании; изменение режимов эксплуатации и др. [1].

Анализ и повышение эффективности эксплуатации любого тепломеханического оборудования является сложной многофакторной задачей, в ходе решения которой необходимо учесть особенности эксплуата-

ции каждого элемента, а также работу системы трубопроводов с паровым и водным теплоносителями [2, 3]. Основные потери напора происходят в регулирующем клапане паропровода перед приводной турбиной турбопитательного насоса. Непосредственное моделирование составных частей сложного оборудования для анализа и повышения эффективности его работы не всегда дает ожидаемый результат. Необходимо учитывать степень влияния каждого элемента системы на ее эффективность, подбирать наиболее оптимальные методики по определению потерь, возникающих в ходе выполнения технологического процесса составными частями системы, и снижать их за счет оптимизации режимов работы системы и оптимизации конструкции частей системы.

Современные CAE программные пакеты, широко применяемые при проектировании оборудования отечественными и зарубежными инженерами, позволяют проводить анализ эффективности работы действующего оборудования с достаточно высокой степенью точности [4–11]. Таким образом, актуальной задачей является анализ работы морально устаревшего оборудования энергетической отрасли с привлечением CAD и CAE программных пакетов [12, 13, 14, 16].

Целью данной работы является повышение эффективности эксплуатации паропровода на основе снижения потерь напора в регулирующем клапане перед паровой турбиной питательного турбонасоса.

Объект исследования. В качестве объекта анализа выбран регулирующий клапан приводной паровой турбины ОК-12А, входящей в состав турбонасосного агрегата (ТПН), спроектированного для подачи питательной воды от деаэратора к парогенераторам на тепловых и атомных электрических станциях. ТПН являются основными потребителями энергии собственных нужд электростанций (1,5–2,0 % от общей выработки электроэнергии энергоблока) [17].

На каждом энергоблоке установлено два параллельно работающих питательных турбонасоса. Каждый ТПН имеет в своем составе: паровую приводную турбину ОК-12А мощностью 11680 кВт; бустерный насос 400-QHD-spec (БН-3800-20) мощностью 2378 кВт, соединенный с приводной турбиной через понижающий редуктор Р-2; питательный насос ПТ-3750-75 мощностью 9130 кВт.

Пар для приводной турбины подается от коллектора собственных нужд или отбора энергетической турбины после сепаратора-пароперегревателя, проходя при этом через один стопорный клапан и два регулирующих (РК), работающих параллельно.

Для анализа работы ТПН были получены значения эксплуатационных параметров, снимаемых на протяжении девяти месяцев непрерывной работы электростанции при различных уровнях мощности с интервалами между замерами не более одного часа.

Материалы и методы исследования. Полученные данные, отражающие работу ТПН при различных режимах, анализировались с привлечением нейросетевых технологий [18]. В результате определялись удельные затраты энергии и коэффициент полезного действия при параллельной работе двух турбопитательных насосов одного блока АЭС. Удельные затраты энергии на перекачку 1000 тонн питательной воды варьировались от 58,63 до 114,81 ГДж, КПД при этих режимах изменялся от 4,13 до 9,08 %.

Низкое значение КПД обусловлено: потерями тепловой энергии, рассеянной в окружающую среду в конденсаторе приводной турбины; потерями при обтекании паром проточной части системы парораспределения и непосредственно сопловых и рабочих лопаток приводной турбины; потерями в бустерном и питательном насосах.

Коэффициент полезного действия питательного насоса ПН-3750-75 и бустерного насоса 400-QHD-spec (БН-3800-20) достаточно высок: в рабочем диапазоне измене-

ния нагрузки составляет 82 и 84 % соответственно (по данным завода изготовителя). Таким образом, наибольшие потери энергии наблюдаются со стороны парового тракта приводной турбины.

Мощность, развиваемая конденсационной паровой турбиной, зависит от расхода водяного пара и количества тепловой энергии пара, преобразуемой в механическую энергию вращения ротора. Расход пара на турбину определяется ее пропускной способностью, в особенности, пропускной способностью последней ступени, где наименьшее давление и наибольший объем водяного пара.

Тепловой перепад, направляемый на работу турбоагрегата, зависит от начальных и конечных параметров пара. В конденсационной паровой турбине конечные параметры пара ограничены режимом работы конденсатора, площадью его теплообменной поверхности и температурой окружающей среды. Таким образом, понижение конечных параметров водяного пара за турбиной невозможно без серьезных конструктивных изменений.

Начальные параметры пара для исследуемой турбины зависят от режима работы энергоблока, следовательно, увеличить энергию пара на входе без внесения изменений в работу другого оборудования электростанции невозможно.

Турбина ОК-12А является конденсационной турбиной с дроссельным парораспределением, т.е. изменение расхода пара на турбину достигается за счет изменений проходного сечения в регулирующих клапанах. Так, тип парораспределения сопровождается большими потерями от дросселирования пара в режимах частичной нагрузки [19, 20].

При анализе эксплуатационных данных по работе ТПН выявлено понижение давления пара в регулирующих клапанах в диапазоне от 300 до 500 кПа, при этом давление водяного пара перед системой регулирования варьировалось в диапазоне от 790 до 970 кПа. Таким образом, в системе парораспределения приводной турбины ОК-12А теряется до 50 % давления пара от начального, что понижает эффективность работы турбопитательного насоса в целом.

Для определения потерь, возникающих при течении водяного пара через регулирующий клапан, получены геометрические характеристики его проточной части из чертежей и научно-технической литературы.

На основе данной информации построена трехмерная модель РК в программной среде Solid Edge (рис. 1).

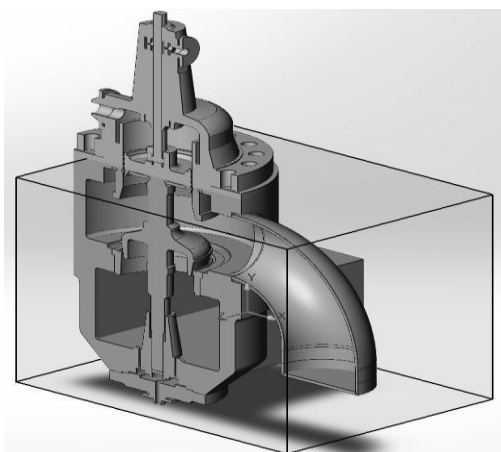


Рис. 1. Трехмерная модель регулирующего клапана

Зазор между тарелкой клапана и седлом образует кольцевой диффузор с прямолинейной образующей [21]. Данный тип геометрии проточной части широко распространен в насосном оборудовании, поршнях и клапанах агрегатов с рабочим телом в газообразном виде (рис. 2).

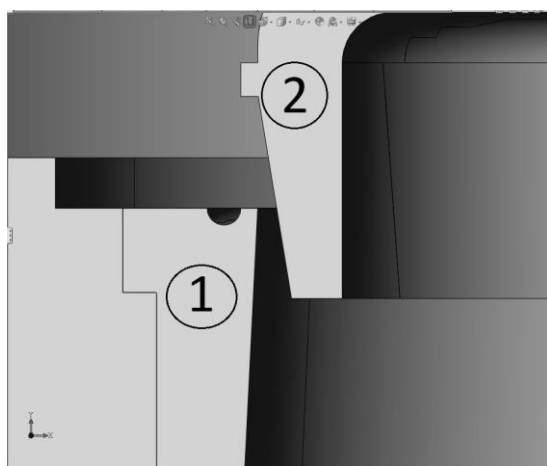


Рис. 2. Проходное сечение регулирующего клапана: 1 – седло клапана; 2 – тарелка клапана

Шток при открытии клапана перемещается вверх вместе с тарелкой, увеличи-

вая при этом проходное сечение для водяного пара, движущегося под действием разности давлений из верхней камеры клапана в нижнюю, откуда поступает в головную часть приводной турбины. Ход штока составляет 50 мм. Максимальный зазор между тарелкой и седлом клапана – 8,3 мм.

На основе данных, полученных в течение девяти месяцев непрерывной работы двух ТПН одного блока, установлено, что расход через один РК изменялся в диапазон от 9,55 до 12,55 кг/с при изменении мощности энергоблока от 50 до 107 % номинальной.

Из массива данных по работе турбопитательного насоса выбраны три точки, характеризующие работу приводной турбины при различных режимах эксплуатации (см. таблицу).

Для каждого режима течения построена своя расчетная модель. Весь паровой объем при этом делится на отдельные элементы [22]. В качестве программных пакетов для проведения расчета применены: Solid Edge Flow Simulation (SEFS), Ansys Fluent, Ansys CFX [23].

CAE система Solid Edge Flow Simulation является самой простой из вышеперечисленных [24]. Позволяет достаточно быстро строить расчетную сетку из прямоугольных элементов, разделяя их при этом на элементы твердого тела, переходные и элементы флюида (рис. 3). В качестве граничных условий для выполнения расчета во всех режимах работы использовалось давление на входе в клапан и массовый расход. Верификация всех моделей проводилась на основе значений конечного давления за регулирующим клапаном.

При постановке задачи для расчета использовались лишь уравнения гидродинамики и конвективного теплообмена. Взаимодействие тепловых потоков с окружающей средой не учитывалось в силу того, что реальный регулирующий клапан имеет массивную тепловую изоляцию, являясь при этом элементом статора приводной турбины.

Параметры работы регулирующих клапанов при различных режимах работы ТПН

№	Высота подъема штока, мм	Расход пара через РК, кг/с	Давление до РК, Па	Температура до РК, К	Давление за РК, Па	Температура за РК, К
1	33,2	10,1	855135	451	311849	433
2	40,7	11,8	947317	516	511904	508
3	49,3	12,1	912994	517	552111	511

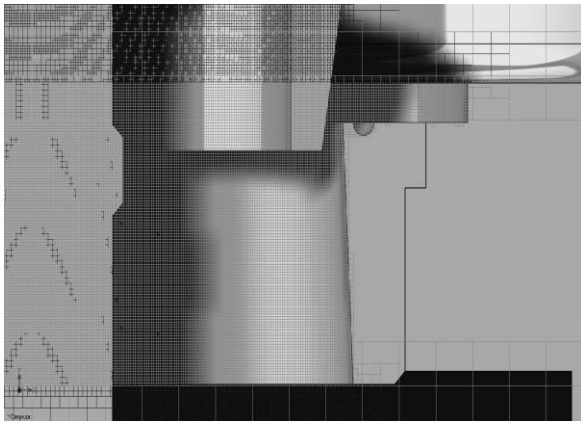


Рис. 3. Расчетная сетка в Solid Edge Flow Simulation

Таким образом, рассеивания тепла через корпус РК в окружающую среду не вносит значительного влияния в реальный процесс течения водяного пара через проточную часть [25].

В Solid Edge Flow Simulation проведен расчет для первого режима течения пара через регулирующий клапан с подъемом штока на 33,2 мм. Определен характер движения водяного пара в проточной части РК, получено распределение давления (рис. 4) и скорости (рис. 5) водяного пара в объеме клапана.

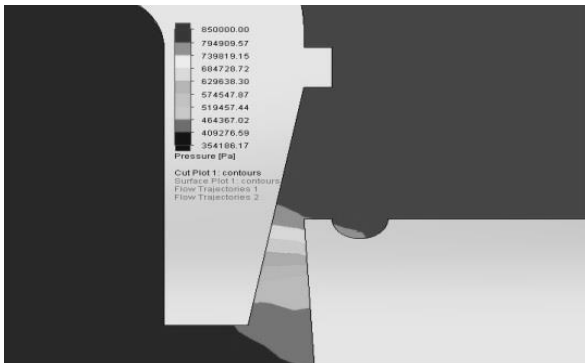


Рис. 4. Распределение давления при первом режиме течения в SEFS

В результате расчетное давление на выходе из регулирующего клапана составило 327 кПа при измеренном 312 кПа. Таким образом, погрешность расчета по давлению на выходе из клапана составила 4,8 %. Скорости потока в объеме клапана варьировались в диапазоне от 5 до 500 м/с в наиболее узком проходном сечении.

Расчет в Solid Edge Flow Simulation проводился для первичной верификации полученной геометрической модели. Количество расчетных элементов сетки при этом изменялось в диапазоне от 5000 до 220 000.

Оптимальный размер расчетной сетки составлял от 40 000 до 60 000, при этом сходимость достигается за сравнительно короткий промежуток времени с погрешностью расчета не более 8 %. При количестве элементов более 120 000 время расчета возрастает в 5–8 раз с незначительным увеличением точности.

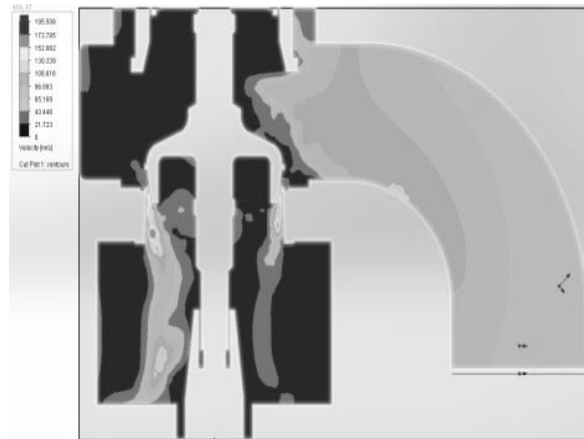


Рис. 5. Распределение скоростей при первом режиме течения в SFES

Дальнейший анализ режимов течения водяного пара через проточную часть регулирующего клапана целесообразно проводить в более мощных CAE программных пакетах, таких как Ansys Fluent и Ansys CFX, позволяющих эффективно работать с мелкой расчетной сеткой сложной геометрической конфигурации.

Для определения распределения термодинамических параметров водяного пара в программном пакете Ansys использовались два основных типа расчетной сетки: призматическая с возможностью создания пограничных слоев (рис. 6) и смешанная (рис. 7).

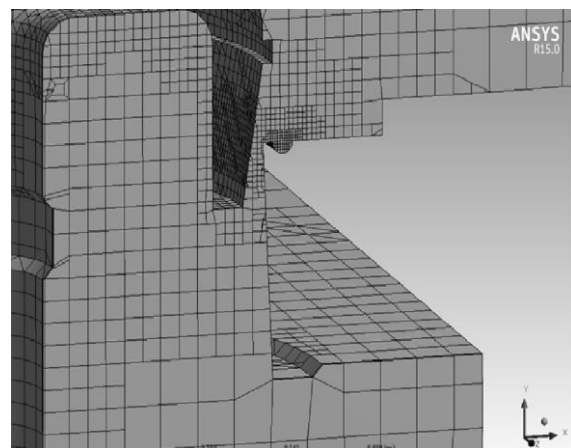


Рис. 6. Призматическая расчетная сетка в программном пакете Ansys

Объем парового пространства при этом одинаков и составляет $0,227 \text{ м}^3$.

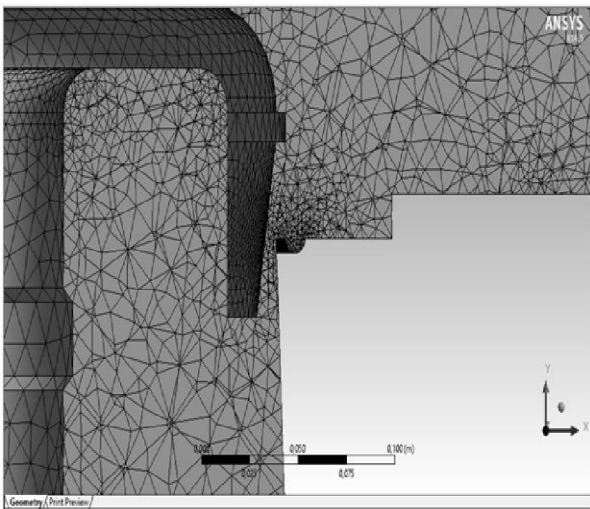


Рис. 7. Смешанная расчетная сетка в программном пакете Ansys

Призматическая сетка показала лучшую сходимость и более точные результаты расчета в Ansys Fluent, при этом количество элементов варьировалось в диапазоне от 500 000 до 1 500 000. Для Ansys CFX предпочтительнее тетрагональная сетка с количеством элементов от 900 000 до 3 000 000.

Для первого режима с поднятием клапана на 33,2 мм в программном пакете Ansys Fluent проводился расчет определения полей давления (рис. 8) и полей скорости (рис. 9). Расчетная сетка для этого режима состояла из 506 000 элементов. Давления на выходе 309 кПа. Максимальная скорость течения 462 м/с. Погрешность расчета по конечному давлению менее 1 %.

Параллельно проводился анализ данного режима течения в программе Ansys CFX, также получены поля распределения давления (рис. 10) и скоростей водяного пара (рис. 11).

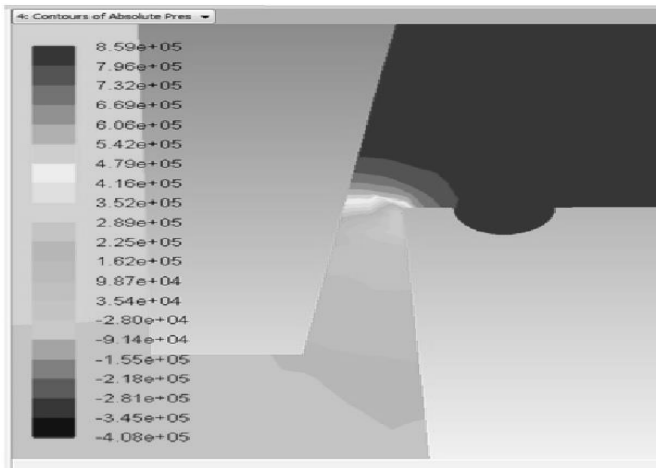


Рис. 8. Поля распределения давления для первого режима течения в Ansys Fluent

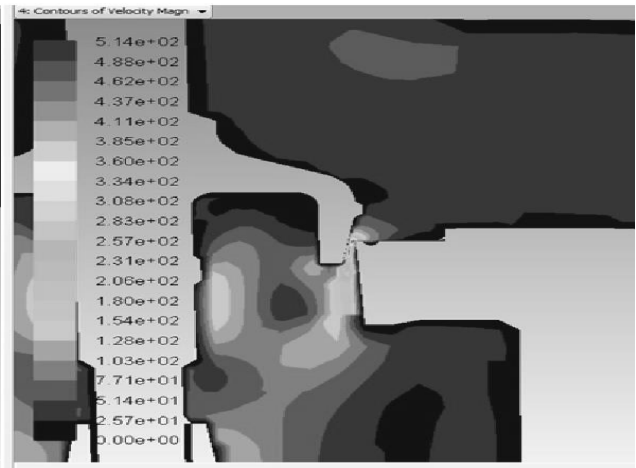


Рис. 9. Поля распределения скорости для первого режима течения в Ansys Fluent

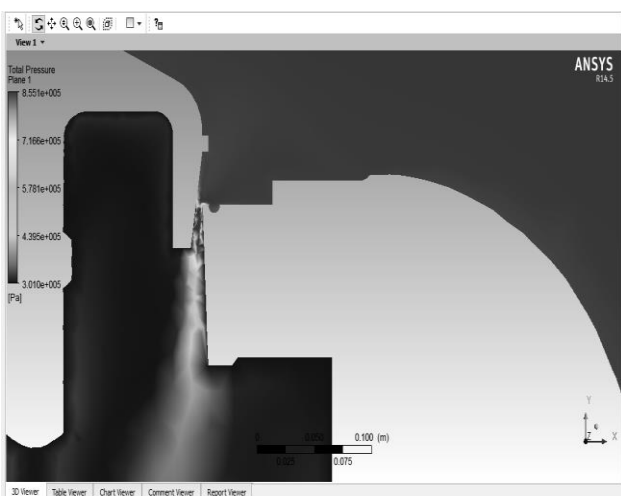


Рис. 10. Поля распределения давления для первого режима течения в Ansys CFX

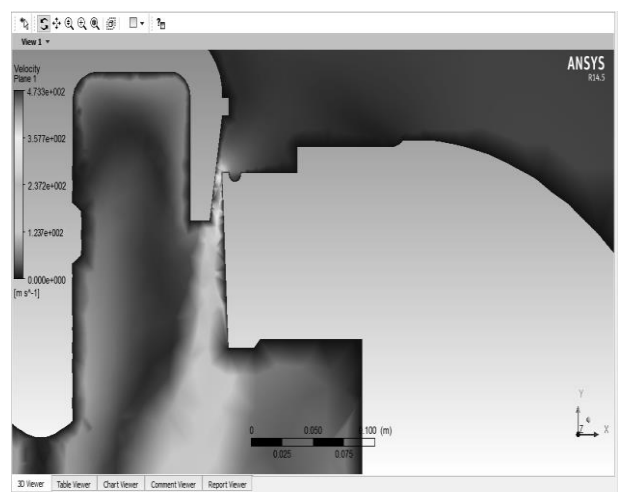


Рис. 11. Поля распределения скорости для первого режима течения в Ansys CFX

Дополнительно анализировались изменения плотности рабочей среды при обтекании проточной части регулирующего клапана. Расчетная сетка состоит 973 000 элементов. Давление на выходе 313 кПа. Максимальная скорость течения 473 м/с. Погрешность расчета по конечному давлению также составила менее 1 %.

Расхождение плотности рабочей среды, подбираемой решателем в Ansys CFX, не более $0,01 \text{ кг/м}^3$. В Ansys Fluent плотность подбирается из предварительно созданной базы термодинамических параметров для перегретого пара. В целом картина течения, полученная в Ansys CFX, отличается большей детальностью по сравнению с Ansys Fluent. Для данного режима проведен аналогичный расчет с сеткой в 3 000 000 эле-

ментов (рис. 12, 13). Принципиальных отличий в характере течения водяного пара через проточную часть клапана, по сравнению с расчетом, при котором использовалось 900 000 элементов, не наблюдается.

Для второго режима течения, при открытии клапана на 40,7 мм, в Ansys Fluent использовалась призматическая сетка с 767 000 элементами.

Получено распределение давлений (рис. 14) и скоростей (рис. 15). Погрешность определения конечного давления составила 3,5 %.

Аналогичный расчет проведен в Ansys CFX (рис. 16, 17). Тетрагональная сетка состоит из 1 100 000 элементов. Погрешность определения выходного давления менее 1 %.

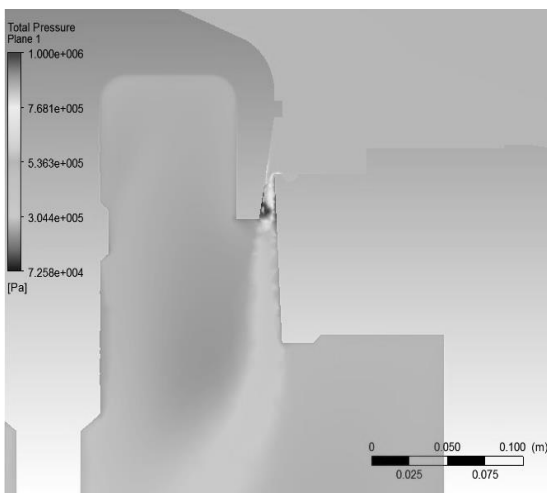


Рис. 12. Поля распределения давления для первого режима течения в Ansys CFX с расчетной сеткой 3 000 000 ячеек

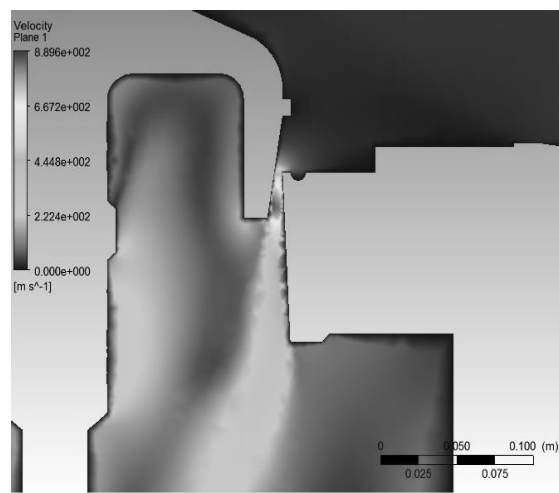


Рис. 13. Поля распределения скорости для первого режима течения в Ansys CFX с расчетной сеткой 3 000 000 ячеек

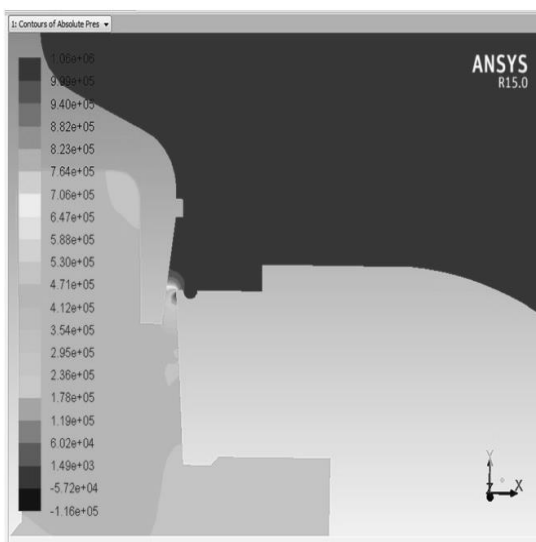


Рис. 14. Поля распределения давления для второго режима течения в Ansys Fluent

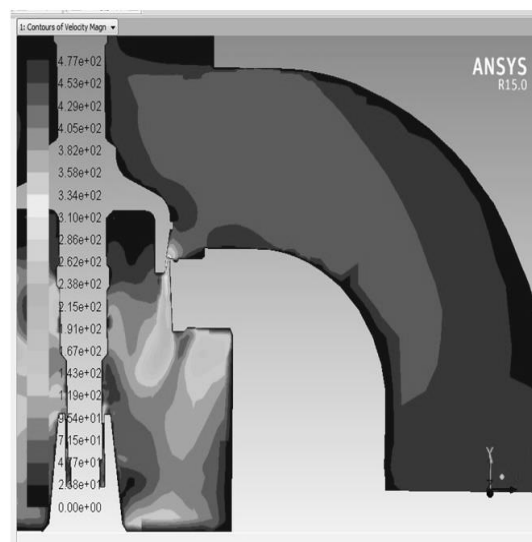


Рис. 15. Поля распределения скорости для второго режима течения в Ansys Fluent

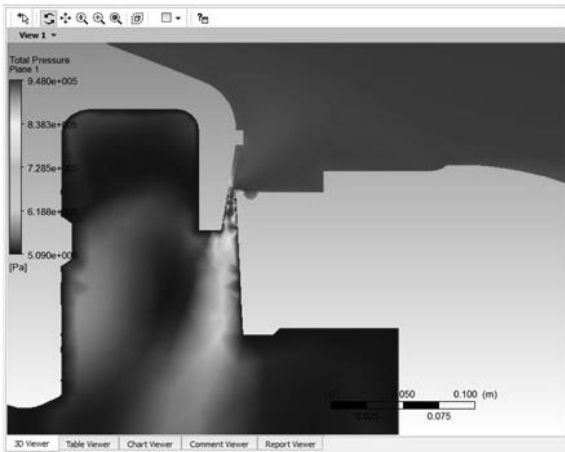


Рис. 16. Поля распределения давления для второго режима течения в Ansys CFX

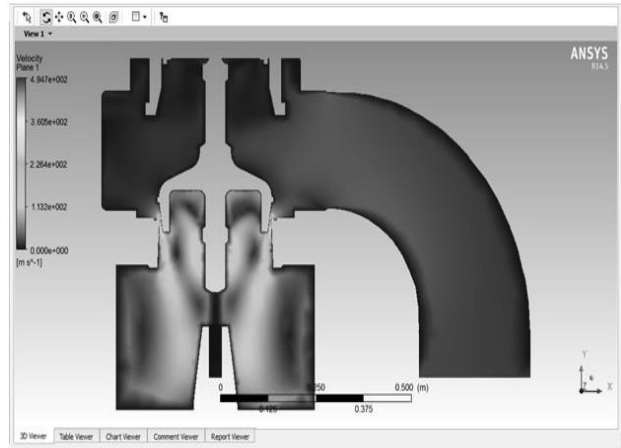


Рис. 17. Поля распределения скорости для второго режима течения в Ansys CFX

Также был рассчитан третий режим течения водяного пара через регулирующий клапан с расходом 12,1 кг/с и степенью открытия 49,3 мм. Количество элементов сетки в Ansys Fluent и Ansys CFX принима-

лось сопоставимым с предыдущим режимом, погрешность определения конечного давления при этом составила 1,3 и 0,8 % соответственно. Результаты расчетов представлены на рис. 18–21.



Рис. 18. Поля распределения давления для третьего режима течения в Ansys Fluent

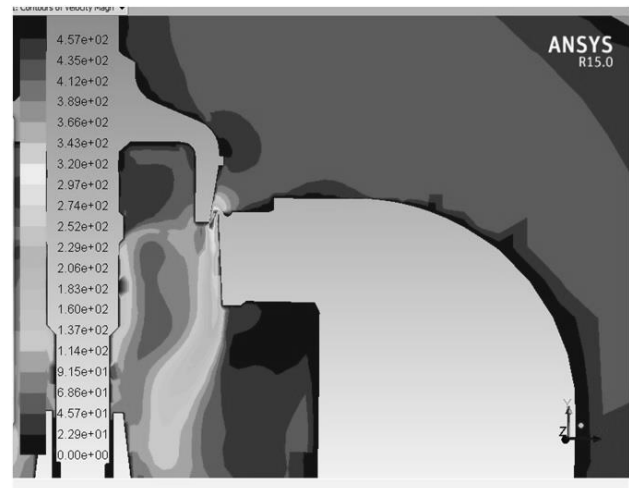


Рис. 19. Поля распределения скорости для третьего режима течения в Ansys Fluent

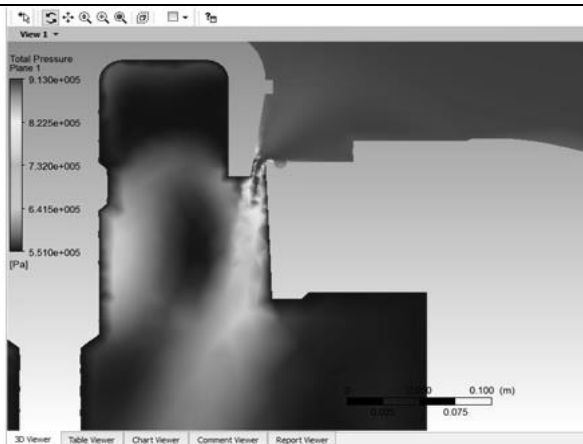


Рис. 20. Поля распределения давления для третьего режима течения в Ansys CFX

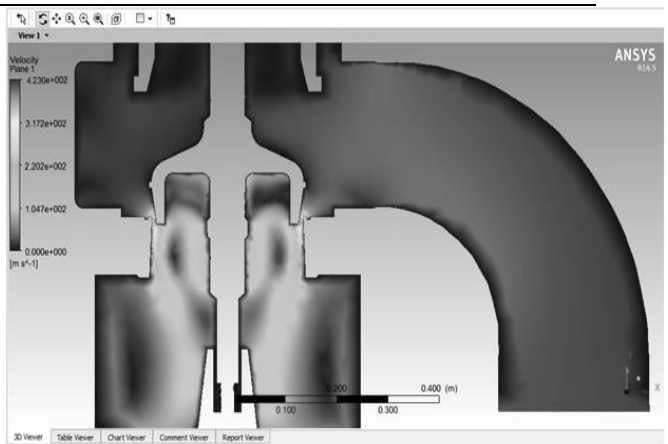


Рис. 21. Поля распределения скорости для третьего режима течения в Ansys CFX

Выводы. В ходе работы удалось получить расчетные модели, обладающие достаточной точностью для инженерного анализа течения рабочей среды, в различных САЕ программных пакетах.

Определены потери энергии, возникающие при движении рабочего тела в подводных трубопроводах турбонасосов.

На основе работы трехмерных моделей получены следующие результаты:

1. Наиболее эффективный инструмент для определения потерь, возникающих при течении влажного пара в подводных паропроводах является Ansys CFX, обладающий большей точностью при одинаковой трудоемкости.

2. Наибольшие потери энергии водяного пара наблюдаются при прохождении потока через диффузор, образованный тарелкой и седлом клапана. Несмотря на то, что, проходя входной патрубок и попадая непосредственно к тарелке клапана, поток рабочего тела разворачивается на 180° , сталкиваясь при этом с локальными сопротивлениями, потери энергии непосредственно в диффузоре клапана составляют 95–98 % от суммарных потерь во всем объеме РК.

3. В режимах малой нагрузки основная составляющая потерь в диффузоре возникает из-за отрыва пограничного слоя водяного пара на поверхности седла клапана.

4. В режимах с максимальным расходом пара, когда шток регулирующего клапана достигает верхнего положения, увеличиваются потери энергии, связанные с завихрением потока сразу на выходе из тарелки регулирующего клапана. При этом у части потока вектор скорости отклоняется на $90\text{--}120^\circ$, что отчетливо видно на рис. 19, 21.

5. Острые кромки на тарелке и седле регулирующего клапана способствуют образованию местных сопротивлений потока пара, что также ведет к увеличению потерь энергии.

Полученные результаты могут быть использованы в работах по оптимизации эксплуатации регулирующего клапана в целях повышения эффективности работы всего турбонасосного агрегата.

На рис. 22 представлен пример профиля седла и тарелки РК со сниженными потерями энергии водяного пара. Скруглена острая кромка седла клапана на входе, увеличена юбка тарелки клапана, сделан плавный переход от юбки к тарелке по ходу движения пара.

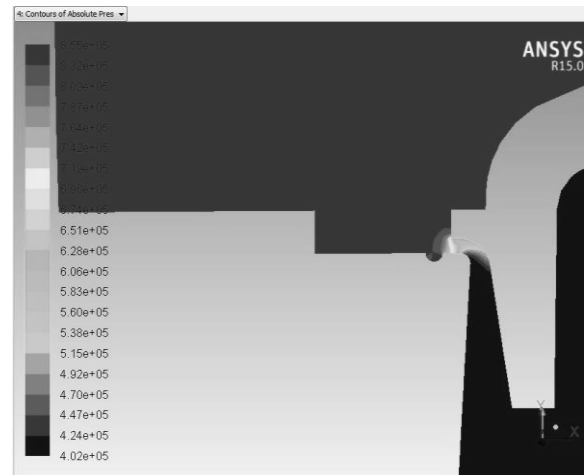


Рис. 22. Пример оптимизированного профиля регулирующего клапана

Проведенный расчет такой геометрии в программном комплексе Ansys Fluent при первом режиме течения показал увеличение выходного давления с 312 до 424 кПа, что в свою очередь увеличит эффективный теплотерепад паровой турбины, а следовательно, и ее мощность на 6,5 %.

Список литературы

1. **Improving** Nuclear Power Plant Safety with FeCrAl Alloy Fuel Cladding / R. Rebak, K. Terrani, W. Gassmann et al. // *MRS Advances*. – 2017. – No. 2(21–22). – P. 1217–1224. doi:10.1557/adv.2017.5
2. **Energy** efficiency improvement in pipeline transportation: focus on waste heat recovery, pumping and compression efficiency and site data management / B. Andrea, M. Francesca, J. Carmen, S. Emanuele // *7th Pipeline Technology Conference*. – 2012.
3. **Pipeline** strategy for improving optimal energy efficiency in ultra-low voltage design / M. Seok, D. Jeon, C. Chakrabarti, et al. // *48th ACM/EDAC/IEEE Design Automation Conference (DAC)*. – New York, 2011. – P. 990–995.
4. **Yong H. Yoo, Kune Y. Suh.** Engineering analysis of mass flow rate for turbine system control and design // *Nuclear Engineering and Design*. – 2011. – Vol. 241, no. 10. – P. 4061–4078.
5. **Кортиков Н.Н., Миронова М.В.** Трехмерное моделирование теплового состояния охлаждаемых паром высокотемпературных элементов проточной части турбины // *Научно-технические ведомости СПбГПУ*. – 2011. – № 4. – С. 215–220.
6. **Control** design, simulation and validation of a turbo-machinery auxiliary plant, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* / R. Conti, P. D'Adamio, E. Galardi, et al. // *Part E: Journal of*

Process Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 231. – P. 849–863.

7. **Design** of volute shape of centrifugal fans / Yukun Lv, Zheng-Wei Lv, Hong-Yang Li, et al. // Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part A-Journal Of Power And Energy. – 2016. – Vol. 230, no. 2. – P. 141–153.

8. **Analytical** solution of Reynolds equation under dynamic conditions / Ru-Zhi Gong, De-You Li, Hong-Jie Wang, et al. // Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology. – 2016. – Vol. 230, no. 4. – P. 416–427.

9. **Eco-design** of a small size industrial fan for ceramic tile cooling / M. Pinelli, L. Rossi, N. Aldi, et al. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. – 2016. – Vol. 230, no. 5. – P. 502–511.

10. **Jureczko M., Pawlak M., Mezyk A.** Optimization of wind turbine blades // Journal of Materials Processing Technology. – 2005. – No. 167. – P. 463–471.

11. **John. V, T. Ramakrishna.** The Design and Analysis of Gas Turbine Blade // International Journal of Advanced Engineering Research and Studies. – OCT-DEC, 2012. – Vol. 2. – P. 53–55.

12. **Mazur Z., Rossette A.H.** Steam turbine rotor discs failure evaluation and repair process implementation // Engineering Failure Analysis. – 2015. – No. 56. – P. 545–554.

13. **Dieter E Bohn, Christian Tummers.** Numerical 3-D Conjugate Flow and Heat Transfer Investigation of a Transonic Convection Cooled Thermal Barrier Coated Turbine Guide Vane with Reduced Cooling Fluid Mass Flow // Proceedings of ASME Turbo Expo. – Atlanta, Georgia, USA, 2003. – Vol. 5. – P. 279–286.

14. **Gwo Chung Tsai.** Rotating vibration behavior of the turbine blades with different groups of blades // Journal of Sound and Vibration. – 2004. – Vol. 271, no. 3–5. – P. 547–575.

15. **Design** Optimization of A Low Pressure Steam Turbine Radial Diffuser Using An Evolutionary Algorithm and 3D CFD / T. Verstraete, J. Prinsier, A. Sante, et al. // Proceedings of ASME Turbo Expo, June, Copenhagen, Denmark. – 2012.

16. **Johanson R.S.** The Theory and Operation of Evaporative Coolers for Industrial Gas Turbine Installations // Gas Turbine and Aero-engine Congress and Exposition, June 5–9, Amsterdam, The Netherlands. – 1988. – No. 88-GT-41.

17. **Маргулова Т.Х.** Атомные электрические станции: учебник для вузов. – Изд. 5-е. – М.: ИздАТ, 1994. – 289 с.

18. **Горбунов В.А., Лоншаков Н.А.** Оптимизация затрат энергии турбопитательных насосов блока АЭС нейросетевыми методами моделирования // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. – 2018. – № 3. – С. 54–61.

19. **Eryilmaz B., Wilson B.H.** Unified modeling and analysis of a Proportional valve // Journal of the Franklin Institute. – 2006. – Vol. 343. – P. 48–68.

20. **Cavitation** in a non-circular opening spool valve with U-grooves / J. Zou, X. Fu, X.W. Du, et al. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. – 2008. – No. 222(4). – P. 413–420.

21. **Numerical** modelling of cavitation: validation and parametric studies / X. Margot, S. Hoyas, A. Gil, et al. // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2012. – No. 6(1). – P. 15–24.

22. **Țălu M., Țălu Ș.** Optimal design for the interior shape of a annular diffuser with divergent careening considering the minimum whole loss pressure // University «Politehnica» of Bucharest – Scientific Bulletin, Series D – Mechanical Engineering. – 2009. – Vol. 71, no. 3. – P. 99–106.

23. **CFD** analysis on the dynamic flow characteristics of the pilot-control globe valve / J.Y. Qian, L. Wei, Z.J. Jin, et al. // Energy Conversion and Management. – 2014. – No. 87. – P. 220–226.

24. **Pradip Bhaskar Patil, Gambhire V.R.** Structural Analysis of Gate Valve Body Using F.E.A. // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). – 2014. – Vol. 3. – No. 6.

25. **Tubular-type** hydroturbine performance for variable guide vane opening by CFD / Y.T. Kim, S.H. Nam, Y.C. Cho, et al. // New Trends in Fluid Mechanics Research, Springer. – 2009. – P. 424–427.

References

1. Rebak, R., Terrani, K., Gassmann, W., Williams, J., Ledford, K. Improving Nuclear Power Plant Safety with FeCrAl Alloy Fuel Cladding. MRS Advances, 2017, no. 2(21–22), pp. 1217–1224. doi:10.1557/adv.2017.5

2. Andrea, B., Francesca, M., Carmen, J., Emanuele, S. Energy Efficiency improvement in pipeline transportation: focus on waste heat recovery, pumping and compression efficiency and site data management. 7th Pipeline Technology Conference, 2012.

3. Seok, M., Jeon, D., Chakrabarti, C., Blaauw, D., Sylvester, D. Pipeline strategy for improving optimal energy efficiency in ultra-low voltage design. 2011 48th ACM/EDAC/IEEE Design Automation Conference (DAC). New York, NY, 2011, pp. 990–995.

4. Yong, H. Yoo, Kune, Y. Suh. Engineering analysis of mass flow rate for turbine system control and design. Nuclear Engineering and Design, 2011, vol. 241, no. 10, pp. 4061–4078.

5. Kortikov, N.N., Mironova, M.V. Trekhmernoe modelirovanie teplovogo sostoyaniya okhlazhdaemykh parom vysokotemperaturnykh elementov protochnoy chasti turbiny [Three-dimensional modelling of the thermal state of steam-cooled high-temperature elements of the turbine flow section]. Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU, 2011, no. 4, pp. 215–220. (In Russian)

6. Conti, R., D'Adamio, P., Galardi, E., Meli, E., Nocciolini, D., Pugi, L., Rindi, A., Lo Presti, G., Rossin, S. Control design, simulation and validation of a turbo-machinery auxiliary plant. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2016, vol. 231, no. 4, pp. 849–863.
7. Yukun Lv, Zheng-Wei Lv, Hong-Yang Li, Bao-Jun Song, Bo Cheng, Bo Zhang. Design of volute shape of centrifugal fans. Proceedings of the Institution Of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy, 2016, vol. 230, no. 2, pp. 141–153.
8. Ru-Zhi, Gong, De-You, Li, Hong-Jie, Wang, Lei, Han, Da-Qing, Qin. Analytical solution of Reynolds equation under dynamic conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, 2016, vol. 230, no. 4, pp. 416–427.
9. Pinelli, M., Rossi, L., Aldi, N., Davoli, G., Suman, A. Eco-design of a small size industrial fan for ceramic tile cooling. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2016, vol. 230, no. 5, pp. 502–511.
10. Jureczko, M., Pawlak, M., Mezyk, A. Optimization of wind turbine blades. Journal of Materials Processing Technology, 2005, no. 167, pp. 463–471.
11. John, V, T. Ramakrishna. The Design and Analysis of Gas Turbine Blade. International Journal of Advanced Engineering Research and Studies, 2012, vol. 2, issue I, OCT-DEC, pp. 53–55.
12. Mazur, Z., Rossette, A.H. Steam turbine rotor discs failure evaluation and repair process implementation. Engineering Failure Analysis, 2015, no. 56, pp. 545–554.
13. Dieter E Bohn, Christian Tummers. Numerical 3-D Conjugate Flow and Heat Transfer Investigation of a Transonic Convection Cooled Thermal Barrier Coated Turbine Guide Vane with Reduced Cooling Fluid Mass Flow. Proceedings of ASME Turbo Expo. Atlanta, Georgia, USA, 2003, vol. 5, pp. 279–286.
14. Gwo Chung Tsai. Rotating vibration behavior of the turbine blades with different groups of blades. Journal of Sound and Vibration, 2004, vol. 271, issues 3–5, pp. 547–575.
15. Verstraete, T., Prinsier, J., Sante, A., Gattta, S.D., Cosi, L. Design Optimization of a Low Pressure Steam Turbine Radial Diffuser Using an Evolutionary Algorithm and 3D CFD. Proceedings of ASME Turbo Expo, June, Copenhagen, Denmark, 2012.
16. Johanson, R.S. The Theory and Operation of Evaporative Coolers for Industrial Gas Turbine Installations. Gas Turbine and Aero-engine Congress and Exposition, June 5–9, Amsterdam, The Netherlands, Paper No. 88-GT-41, 1988.
17. Margulova, T.Kh. *Atomnye elektricheskie stantsii* [Nuclear power plants]. Moscow: Atomizdat, 1994. 289 p. (In Russian)
18. Gorbunov, V.A., Lonshakov, N.A. Optimizatsiya zatrat energii turbopitatel'nykh nasosov bloka AES neyrosetevymi metodami modelirovaniya [Optimization of energy costs of turbine feed pumps of the NPP unit by neural network modeling methods]. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2018, no. 3, pp. 54–61. (In Russian).
19. Eryilmaz, B., Wilson, B.H. Unified modeling and analysis of a Proportional valve. Journal of the Franklin Institute, 2006, vol. 343, pp. 48–68.
20. Zou, J., Fu, X., Du, X. W., Ruan, X. D., Ji, H., Ryu, S., Ochiai, M. Cavitation in a non-circular opening spool valve with U-grooves. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2008, no. 222(4), pp. 413–420.
21. Margot, X., Hoyas, S., Gil, A. Numerical modelling of cavitation: validation and parametric studies. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2012, no. 6(1), pp. 15–24.
22. Țălu, M., Țălu, Ș. Optimal design for the interior shape of a annular diffuser with divergent careening considering the minimum whole loss pressure. University «Politehnica» of Bucharest – Scientific Bulletin, Series D – Mechanical Engineering, 2009, vol. 71, no. 3, pp. 99–106.
23. Qian, J.Y., Wei, L., Jin, Z.J. CFD analysis on the dynamic flow characteristics of the pilot-control globe valve. Energy Conversion and Management, 2014, no. 87, pp. 220–226.
24. Pradip Bhaskar Patil, Gambhire V.R. Structural Analysis of Gate Valve Body Using F.E.A. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), June 2014, vol. 3, issue 6.
25. Kim, Y.T., Nam, S.H., Cho, Y.C., Hwang, Y.C., Choi, Y.D., Nam, C.D., Lee, Y.H. Tubular-type hydroturbine performance for variable guide vane opening by CFD. New Trends in Fluid Mechanics Research, Springer, 2009, pp. 424–427.

Горбунов Владимир Александрович,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», доктор технических наук, зав. кафедрой атомных электрических станций, e-mail: gorbynov.w@mail.ru

Gorbunov Vladimir Aleksandrovich,

Ivanovo State Power Engineering University, Doctor of Engineering Sciences (post-doctoral degree), Head of the Nuclear Power Plants Department, e-mail: gorbynov.w@mail.ru

Лоншаков Никита Андреевич,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», аспирант, старший преподаватель кафедры атомных электрических станций, e-mail: nik-lon@mail.ru

Lonshakov Nikita Andreyevich,

Ivanovo State Power Engineering University, Post-graduate student, Senior Lecturer of the Nuclear Power Plants Department, e-mail: nik-lon@mail.ru

Алексеев Илья Викторович,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», студент кафедры атомных электрических станций, e-mail: ilya.cockroach@yandex.ru

Alekseyev Ilya Viktorovich,

Ivanovo State Power Engineering University, Student of the Nuclear Power Plants Department, e-mail: ilya.cockroach@yandex.ru

Мечтаева Мария Николаевна,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», ассистент кафедры атомных электрических станций, e-mail: maria.mechtaeva@mail.ru

Mechtayeva Maria Nikolayevna,

Ivanovo State Power Engineering University, Assistant of the Nuclear Power Plants Department, e-mail: maria.mechtaeva@mail.ru

УДК 62.932.2

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ПЕЧИ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТВЕРДЫХ ОТХОДОВ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЕЕ РАБОТЫ

Р.Н. ГАБИТОВ, О.Б. КОЛИБАБА, А.И. СОКОЛЬСКИЙ, А.В. ГРОШЕВА

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И.Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация

E-mail: tevp@tvp.ispu.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса. Практическая реализация процесса термической утилизации отходов, в том числе коммунальных, и эффективность переработки в значительной мере зависят от конструкции установки и режимов ее работы. В работах Р. Basu, Сафина Р.Г., Шантарина В.Д. и др. предложены конструкции установок для переработки углеродосодержащих отходов, основным недостатком которых является использование только определенного вида отходов (древесины, биомассы, пластика). Установки работают при малой влажности сырья, что вызывает ухудшение качества получаемого газа. В связи с этим актуальным является разработка новой конструкции установки для утилизации различных по составу отходов в широком диапазоне их влажности и оценка эффективности ее работы.

Материалы и методы. Для определения эффективности работы печи для термической утилизации отходов использован метод материального и теплового баланса, позволяющий определить коэффициент полезного действия установки и выбрать режим ее работы с максимальным его значением.

Результаты. Предложено конструктивное оформление двухкамерного термического реактора для утилизации отходов совмещенным методом сушки и окислительного пиролиза. Конструктивная особенность установки позволяет организовать процесс окислительного пиролиза сырья в реакторе и разделить потоки пиролизного газа потребителю и на собственные нужды. Приведен алгоритм материального и теплового расчета по зонам сушки и пиролиза. Проведен анализ работы термического реактора производительностью 500 кг/ч при разных режимах окислительного пиролиза в зависимости от влажности исходного сырья.

Выводы. Предложенная установка окислительного пиролиза позволяет вести процесс утилизации твердых коммунальных отходов при их относительной влажности от 4 до 50 % с коэффициентом полезного действия от 0,6 до 0,9 путем изменения количества вводимого кислорода с 1 до 10 %.

Ключевые слова: термическая переработка, тепловой баланс, утилизация отходов, метод сушки, окислительный пиролиз, энергоэффективность