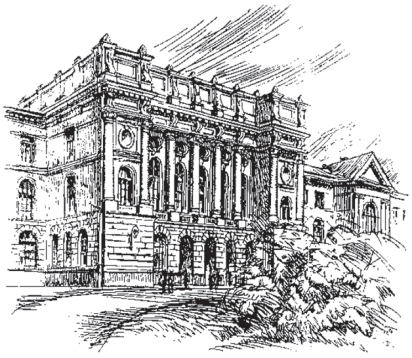
Том 24, № 3, 2018



Научно-технические ведомости СПбПУ.

Естественные и инженерные науки

Санкт-Петербург. Издательство Политехнического университета

Министерство образования и науки РФ

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ВЕДОМОСТИ СПбПУ. ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИНЖЕНЕРНЫЕ НАУКИ

ST. PETERSBURG POLYTECHNIC UNIVERSITY JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES AND TECHNOLOGY

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА

Васильев Ю.С., главный редактор, научный руководитель СПбПУ, академик РАН

Алфёров Ж.И., академик РАН

Згуровский М.З., ин. член РАН, академик НАН Украины

Костюк В.В., академик РАН

Лагарьков А.Н., академик РАН

Окрепилов В.В., академик РАН

Патон Б.Е., академик НАН Украины и РАН

Рудской А.И., академик РАН

Тендлер М.Б., ин. член РАН (Швеция)

Федоров М.П., академик РАН

EDITORIAL COUNCIL

Vasiliev Yu.S.— head of the editorial council, full member of the Russian Academy of Sciences, Scientific director of the Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

Alferov Zh.I.— full member of the Russian Academy of Sciences

Zgurovskiy M.Z.— foreign member of the Russian Academy of Sciences, full member of the National Academy of Sciences of Ukraine

Kostiuk V.V. — full member of the Russian Academy of Sciences

Lagar'kov A.N. — full member of the Russian Academy of Sciences

Okrepilov V.A. — full member of the Russian Academy of Sciences

Paton B.E. — full member of the Russian Academy of Sciences and the National Academy of Sciences of Ukraine

Rudskoy A.I. — full member of the Russian Academy of Sciences

Tendler M.B. — foreign member of the Russian Academy of Sciences (Sweden)

Fedorov M.P. — full member of the Russian Academy of Sciences

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА

Васильев Ю.С., главный редактор, научный руководитель СПбПУ, академик РАН

Кондратьев С.Ю., зам. главного редактора, д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Аксёнов Л.Б., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Башкарёв А.Я., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Гордеев С.К., д-р техн. наук, ст. научн. сотр. ЦНИИМ

Гуменюк В.И., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Забоин В. Н. , д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Кириллов А.И., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Коровкин Н.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Митяков А.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Михайлов В.Г., д-р техн. наук, профессор Бранденбургского ТУ (Германия)

Сергеев В.В., д-р техн. наук, профессор, проректор СПбПУ чл-корр РАН,

Титков В.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Толочко О.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ

Фокин Г.А., д-р техн. наук, генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»

Цеменко В.Н., д-р техн. наук, зав. каф. СПбПУ

JOURNAL EDITORIAL BOARD

Vasiliev Yu.S. — editor-in-chief, full member of the Russian Academy of Sciences, Scientific director of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Kondrat'ev S.Yu. — deputy editor-in-chief, Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Aksyonov L.B. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Bashkarev A.Ya. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Gordeev S.K. — Dr.Sc. (tech.), prof. CNIIM

Gumenyuk V.I. — Dr.Sc. (tech.)profSPbPU

Zaboin B.N. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Kirillov A.I. — Dr.Sc. (tech.)profSPbPU

Korovkin N.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Mityakov A.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Michailov V.G. — Dr.Sc. (tech.), prof. BTU (Germania)

Sergeev V.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU, corresponding member of the RAS

Titkov V.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Tolochko O.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU

Fokin G.A. — Dr.Sc. (tech.), General Director of LLC «Gazprom Transgaz St. Petersburg»

Tsemenko V.N. — Dr.Sc. (tech.), Head of Chair SPbPU

Журнал с 1995 года издается под научно-методическим руководством Российской академии наук.

Журнал с 2002 года входит в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук.

Сведения о публикациях представлены в Реферативном журнале ВИНИТИ РАН, в международной справочной системе «Ulrich´s Periodical Directory».

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия (свидетельство ПИ № ФС77-69285 от 6 апреля 2017 г.)

Подписной индекс **18390** в объединенном каталоге «Пресса России».

С 2005 года журнал включен в базу данных «Российский индекс научного цитирования» (РИНЦ), размещенную на платформе Научной электронной библиотеки на сайте http://www.elibrary.ru

При перепечатке материалов ссылка на журнал обязательна.

Точка зрения редакции может не совпадать с мнением авторов статей.

Адрес редакции и издательства: Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29.
Тел. редакции (812) 294-47-72.

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

Содержание

Поздравление 5

Саркисов А.А., Антипов С.В., Билашенко В.П., Кобринский М.Н. *Стратегическое планирование и его применение при решении комплексных инженерных и технических проблем* 6

Энергетика и электротехника

Рамадан А., Елистратов В.В. *Моделирование и управление сетевой ветроэнергетической установкой с асинхронным генератором двойного питания* 22

Шабуров Е.Л., Федюхин А.В., Ипполитов В.А. *Расчет режимных параметров установки газификации твердых бытовых отходов* 38

Савченко В.В., Еранкин С.В., Скулкин С.В. *Реконструкция системы техводоснабжения Ириклинской ГРЭС* 45

Котлов А.А. *Влияние параметров кольцевого клапана на процессы всасывания и нагнетания в поршневых компрессорах* 56

Зысин Л.В., Стешенков Л.П. *Теплообмен при влажнопаровом охлаждении газовых турбин* 68

Кривоносова В.В., Кортиков Н.Н. *Анализ и совершенствование системы охлаждения сопловой лопатки газовой турбины* 80

Шишигин С.Л., Черепанов А.В., Шишигин Д.С. *Моделирование заземлителя в грунте с частотно-зависимой удельной проводимостью* 91

Порохов В.Н., Еранкин С.В. *Разработка технических решений по модернизации Выборгской ТЭЦ-17* 102

Нгуен А.К., Лапшин К.Л. *К вопросу о рациональном проектировании турбинных ступеней с тангенциальным наклоном направляющих лопаток* 114

Машиностроение

Иванов Е.А., Жарковский А.А., Борщев И.О. *Улучшение гидравлических и пульсационных характеристик многоступенчатых центробежных насосов* 126

Абед С.А., Аль Дражи Д.Ф, Бахрами М.Р. *Гармонический анализ роторно-подшипниковой системы с единичной трещиной* 139

Боровков А.И., Войнов И.Б., Никитин М.А., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А. *Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата* 153

Металлургия и материаловедение

Разумова Л.В., Ромашкин А.Н., Колпишон Э.Ю., Толочко О.В., Дуб В.А. *Влияние добавок наночастиц гексаборида лантана на литую структуру высокохромистых сталей аустенитного и мартенситного классов, раскисленных алюминием и кремнием* 176

Тюрикова И.А., Демидов А.И. *Влияние температуры на свойства системы Fe_3O_4–маннит–вода* .. 188

Хроника

Иванов Б.И. *Вклад ученых Санкт-Петербурга XVIII–XIX веков в развитие электротехники* 197

Морачевский А.Г. *Путь от лучей Беккереля к атомной бомбе* 212

Contents

Congratulation 5

Sarkisov A.A., Antipov S.V., Bilashenko V.P., Kobrinsky M.N. *Strategic planning and its application in solving complex engineering and technical problems* 6

Power engineering and Electrical engineering

Ramadan A., Elistratov V.V. *Modeling and control of a grid-connected wind energy conversion system with doubly fed induction generator* 22

Shaburov E.L., Fedyukhin A.V., Ippolitov V.A. *Calculation of operating modes for municipal solid waste gasification unit* 38

Savchenko V.V., Erankin S.V., Skulkin S.V. *Reconstruction of the system of technical water supply of Iriklinskaya SDPP* 45

Kotlov A.A. *Effect of the parameters of the annular valve on the processes of suction and injection of reciprocating compressors* 56

Zyssin L.V., Steshenkov L.P. *Some issues in heat transfer of wet-steam cooling of gas turbines* 68

Krivonosova V.V., Kortikov N.N. *Analysis and improvement of the cooling system of a gas turbine nozzle vane* 80

Shishigin S.L., Cherepanov A.V., Shishigin D.S. *Simulation of grounding system in soil with frequency-dependent specific conductivity* 91

Porokhov V.N., Erankin S.V. *Development of technical solutions for the transfer of Vyborgskaya CHPP-17* 102

Nguyen A.Q., Lapshin K.L. *To the question of the rational design of turbine stages with tangential inclination of guide blades* 114

Mechanical engineering

Ivanov E.A., Zharkovsky A.A., Borshchev I.O. *Increase of hydraulic efficiency and pulsation characteristics of multistage centrifugal pumps* 126

Abed S.A., Al Drajy J.F., Bahrami M.R. *Numerical investigation of a rotary-bearing system with a single crack using harmonic analysis* 139

Borovkov A.I., Voynov I.B., Nikitin M.A., Galerkin Y.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A. *Performance modeling for a single-stage pipeline centrifugal compressor* 153

Metallurgy and Materials technology

Razumova L.V., Romashkin A.N., Kolpishon E.Y., Tolochko O.V., Dub V.A. *Effect of additions of lanthanum hexaboride nanoparticles on the cast structure of high-chromium steels of austenite and martensitic classes, deoxidized with aluminum and silicon* 176

Tyurikova I.A., Demidov A.I. *Temperature effect on the properties of a Fe_3O_4–mannite–water system* 188

Chronicle

Ivanov B.I. *The role of St. Petersburg scientists of the XVIII–XIX century in the development of electromachinery* 197

Morachevskij A.G. *The way from Becquerel's radiation to the atomic bomb* 212

Владимир Григорьевич Пешехонов

Указом Президента Российской Федерации В.В. Путиным звания Героя Труда Российской Федерации удостоен Генеральный директор АО «Концерн "ЦНИИ ЭЛЕКТРОПРИБОР"» академик РАН, доктор технических наук, профессор Владимир Григорьевич Пешехонов за цикл работ в области высокоточной морской навигации.

Он является первым выпускником Политехнического университета Петра Великого, получившим за свою деятельность такую высокую награду.

Редакционная коллегия журнала горячо поздравляет Владимира Григорьевича с высокой наградой, желает крепкого здоровья, сил и новых творческих свершений.

DOI: 10.18721/JEST.240301
УДК 621.039.58

А.А. Саркисов, С.В. Антипов, В.П. Билашенко, М.Н. Кобринский

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт проблем безопасного развития атомной энергетики Российской академии наук, г. Москва, Россия

СТРАТЕГИЧЕСКОЕ ПЛАНИРОВАНИЕ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ РЕШЕНИИ КОМПЛЕКСНЫХ ИНЖЕНЕРНЫХ И ТЕХНИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ

Рассмотрены специфика стратегического подхода к решению крупномасштабных многопрофильных проблем, особенности и методология ключевых процедур проектно-ориентированного планирования. Последовательность и конкретизация этапов такого планирования проиллюстрирована на примере разработки стратегического плана решения одной из сложнейших проблем в области радиационной безопасности – Стратегического мастер-плана (СМП) утилизации и экологической реабилитации выведенных из эксплуатации объектов атомного флота и обслуживающей инфраструктуры в Северо-Западном регионе России. Дана информация о состоянии этой проблемы к моменту передачи функций государственного заказчика и координатора работ Минатому РФ. Приведены основные результаты разработки и реализации СМП на данный момент. Перечислены направления дальнейшего возможного применения методологии стратегического планирования в области радиационной безопасности.

Ключевые слова: комплексные проблемы, стратегическое планирование, мастер-план, структура декомпозиции работ, приоритезация проектов, многофакторный анализ, информационная система управления программой.

Ссылка при цитировании:
А.А. Саркисов, С.В. Антипов, В.П. Билашенко, М.Н. Кобринский. Стратегическое планирование и его применение при решении комплексных инженерных и технических проблем // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 6–21. DOI: 10.18721/JEST.240301.

A.A. Sarkisov, S.V. Antipov, V.P. Bilashenko, M.N. Kobrinsky

Nuclear safety institute of the Russian Academy of Sciences (IBRAE RAN), Moscow, Russia

STRATEGIC PLANNING AND ITS APPLICATION IN SOLVING COMPLEX ENGINEERING AND TECHNICAL PROBLEMS

We have considered the strategic approach to solving large-scale multidisciplinary problems, the features and methodology of the key procedures of project-oriented planning. The sequence of such planning stages and the specifics of each stage are illustrated by the example of developing a strategic plan to solve one of the most difficult problems in the field of radiation safety, which is the Strategic Master Plan (SMP) for Recycling and Environmental Rehabilitation of decommissioned nuclear fleet and service infrastructure in the North-West region of Russia. We have provided data on the status of this problem for the time when the functions of the state customer and coordinator of work were transferred to the Ministry for Atomic Energy of the Russian Federation. We have presented the main results of the current development and implementation of the SMP, outlining directions for further possible application of the strategic planning methodology in the field of radiation safety.

Keywords: complex problems, strategic planning, master plan, work breakdown structure, project prioritization, multivariate analysis, program management information system.

Citation:
A.A. Sarkisov, S.V. Antipov, V.P. Bilashenko, M.N. Kobrinsky, Strategic planning and its application in solving complex engineering and technical problems, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 6–21, DOI: 10.18721/JEST.240301.

Введение. Особенности стратегического планирования

Разработка и реализация крупномасштабных программ, направленных на решение сложных многопрофильных проблем, требует специального подхода к планированию и управлению. В программе необходимо учитывать многочисленные факторы, влияющие на конечный результат работ, взаимозависимость отдельных элементов программы, синхронизировать усилия всех участников процесса, правильно определять приоритеты и оценивать риски. При этом в течение всего периода реализации разработанного плана необходимо постоянно актуализировать информацию о текущем состоянии работ, пересматривать ранее принятые решения с учетом возникающих отклонений от первоначального плана, добиваясь постоянной направленности программы на достижение конечного результата.

Принципиальная особенность стратегического подхода к планированию состоит в том, что, в отличие от традиционного календарного планирования, которое ведется от текущего состояния на какой-то заданный период времени (месяц, год, пятилетку и т. п.), стратегическое планирование осуществляется не на заданный временной период, а до момента достижения желаемого (целевого) состояния объектов. Это предопределяет необходимость применения проектно-ориентированной методологии управления.

В стандарте проектного управления [1] желаемый конечный результат реализации программы носит название «ви́дение».

В настоящей статье мы рассмотрим ключевые принципы и методы разработки стратегического плана (в дальнейшем также «программы») с применением проектно-ориентированного подхода и проиллюстрируем их на примере разработанного в 2003–2007 гг. стратегического плана решения одной из сложнейших проблем в области радиационной безопасности – Стратегического мастер-плана утилизации и экологической реабилитации выведенных из эксплуатации объектов атомного флота и обслуживающей инфраструктуры в Северо-Западном регионе России, получившего краткое наименование СМП. При этом в последующих разделах будут чередоваться описание методических вопросов и их применение в ходе разработки СМП.

Процесс стратегического планирования начинается с формулировки требуемого конечного результата реализации программы – «ви́дения». К этой формулировке предъявляются определённые требования.

Обычно «ви́дение» имеет форму словесного описания той картины, которая должна возникнуть при завершении программы. Это описание должно быть «измеримым», т. е. должно содержать однозначно понимаемый критерий завершенности работ, выраженный либо в виде набора значений ключевых параметров состояния объекта (объектов) воздействия, либо утверждение о соответствии этого состояния каким-либо требованиям установленных правил и нормативов.

Второе требование к формулировке «ви́дения» – его достижимость. Иными словами, необходимо обосновать возможность либо осуществления мероприятий, которые должны привести к достижению «ви́дения» за счет реализации известных процессов, либо разработки и реализации таких процессов при соблюдении известных ограничений (например, требований безопасности). Иногда такое обоснование требует проведения предварительных исследований – технико-экономического обоснования.

Сложная стратегическая программа может включать множество объектов воздействия, разнородных по характеристикам. Соответственно, «ви́дение» в таком случае будет достигаться тогда, когда каждый входящий в программу объект (группа однородных объектов) достигнет требуемого конечного состояния (стратегической цели). К определению этих конечных состояний предъявляются те же требования, что и к «ви́дению»: измеримость и достижимость.

Характеристики исходного состояния каждого объекта и стратегическая конечная цель для него определяют начальную и конечную точки траектории движения, но не саму эту траекторию. Достичь поставленной конечной цели можно разными способами. Задачей планирования в этой ситуации является выбор наилучшего по каким-то критериям варианта («опционирование»). Распространенными в практике проектного планирования методами опционирования являются минимизация затрат (при ограниченном времени реализации) или минимизация длительности реализации (при ограниченном бюджете). Существуют и другие подходы.

Совокупность выбранных для реализации траекторий образуют интегральную стратегию реализации программы. Дальнейшие этапы разработки стратегического плана предполагают последовательную детализацию стратегий на всё более подробные планы работ, в которых описываются как собственно мероприятия, так и необходимые для их выполнения финансовые, материальные, производственные и другие ресурсы. Эта логика наглядно иллюстрируется диаграммой (рис. 1), которую часто называют «стратегической пирамидой».

Рис. 1. «Стратегическая пирамида»
Fig. 1. «Strategic pyramid»

Прежде чем проиллюстрировать указанные выше принципы вертикального планирования на примере разработки СМП, остановимся на краткой характеристике проблемы, для решения которой он был разработан.

«Ядерное наследие» на Северо-Западе России. Предпосылки к разработке СМП

В период гонки вооружений в СССР был создан самый многочисленный атомный флот в мире, основу которого составляли атомные подводные лодки (АПЛ). Ввод в эксплуатацию АПЛ осуществлялся чрезвычайно высокими темпами, достигавшими 10–12 кораблей в год. Соответственно и вывод АПЛ из боевого состава после исчерпания ресурса также происходил лавинообразно – до 29 кораблей в пиковом 1990 году. Имевшаяся производственная инфраструктура утилизации оказалась неподготовленной к таким темпам, что привело к накоплению в пунктах отстоя АПЛ и многоотсечных блоков (в том числе с отработавшим ядерным топливом (ОЯТ) в реакторах), хранившихся на плаву. Значительное количество ОЯТ находилось также в хранилищах на бывших береговых технических базах ВМФ, преобразованных в пункты временного хранения (ПВХ) ОЯТ и радиоактивных отходов (РАО). Это создавало повышенные угрозы масштабного радиоактивного загрязнения акваторий и прибрежных территорий в случае аварии на радиационно опасных объектах.

После передачи в 1998 г. Минатому РФ (ныне ГК «Росатом») функций Государственного заказчика и координатора работ по утилизации АПЛ, выведенных из боевого состава флота, масштаб проблемы в Северо-Западном регионе России характеризовался такими цифрами:

не утилизированы 79 АПЛ из 105 выведенных из боевого состава ВМФ;

все АПЛ и 26 многоотсечных блоков содержались на плаву;

в реакторах 76 содержащихся на плаву объектов и в хранилищах ПВХ находилось ОЯТ суммарной активностью около 600 ТБк.

В 2001 году Минатомом РФ при участии других ведомств и организаций была разработана и утверждена Концепция комплексной утилизации атомных подводных лодок и надводных кораблей с ядерными энергетическими установками (НК с ЯЭУ) [2]. Руководство Минатома и иностранные партнеры, готовые вкладывать свои средства в решение радиоэкологических проблем на Северо-Западе России, хотели видеть всю картину в целом: сложившуюся реальную ситуацию на объектах, различные возможные подходы к решению проблемы, узкие места и трудности в ее решении, четко сформулированные и обоснованные цели и приоритеты, стратегию достижения этих целей по всем объектам, технические, финансовые и организационные возможности самой России в решении этой проблемы. Выделение и эффективное использование ресурсов представлялось невозможным без единой комплексной программы, обеспечивающей достижение научно обоснованных конечных целей. Разработка такой программы, получившей название Стратегического мастер-плана, осуществлялась по заданию Минатома и обеспечивалась финансированием за счет гранта созданного в 2001 году Фонда «Экологическое партнерство Северного измерения» (ЭПСИ).

Начальный этап разработки СМП. Анализ исходных данных, классификация объектов, формулировка стратегических целей

Основными задачами сбора и критического анализа исходных данных о состоянии объектов утилизации и реабилитации, создаваемых ими угрозах, а также технологиях и производственных ресурсах обращения с этими объектами были [3–5]:

составление структурированного перечня и классификация объектов, которые должны стать предметом рассмотрения в СМП;

обоснование критериев и проведение ранжирования объектов по степени создаваемых ими радиологических угроз;

выявление пробелов и неопределенностей в исходной информации, идентификация «узких мест» во всех областях, касающихся комплексной утилизации и реабилитации объектов СМП.

В результате все рассматриваемые в СМП объекты были разбиты на три категории.

К первой категории отнесены все выведенные из состава ВМФ плавучие и береговые объекты, представленные тремя подгруппами:

АПЛ, реакторные блоки (РБ) и надводные атомные корабли;

суда атомного технологического обслуживания (САТО);

ПВХ ОЯТ и РАО в губе Андреева (ПВХА) и пос. Гремиха (ПВХГ).

Вторую категорию составили объекты производственной и транспортной инфраструктуры, которые должны быть использованы, созданы или реконструированы в процессе реализации СМП: судоремонтные предприятия, накопительные площадки и комплексы обращения с ОЯТ и РАО, средства упаковки и транспортировки, системы контроля радиационной обстановки и физической защиты.

В третью категорию были выделены документы, которыми определяются нормативно-правовые ограничения при разработке СМП.

«Ви́дение» СМП было сформулировано следующим образом:

«*На Северо-Западе России ликвидированы угрозы от выведенных из состава ВМФ ядерных и радиационно опасных объектов и обеспечивавшей инфраструктуры, воздействие от которых на персонал, население и окружающую среду могут превышать действующие в России нормативы. При этом на ПВХ ОЯТ и РАО проведена реабилитация до уровня, не приносящего вреда здоровью человека и окружающей среде при предполагаемом будущем землепользовании*».

Очевидно, что данная формулировка удовлетворяет требованию измеримости. Проведенный анализ исходных данных показал, что для обоснования достижимости «ви́дения» необходимо было провести ряд специальных стратегических исследований, которые выполнены в ходе дальнейшей разработки СМП.

Разработанная классификация объектов СМП позволила сформулировать частные стратегические цели для всех типов объектов. Примеры этих формулировок:

Объект	*Конечные цели*
АПЛ и РБ	Утилизация (выгрузка ОЯТ и разделка на металлолом) АПЛ до состояния специально подготовленных к длительному (70–100 лет) хранению реакторных отсеков (РО) и размещение их на специально создаваемой площадке в пункте длительного хранения ПДХ РО «Сайда».
Суда АТО	Утилизация (разделка на металлолом) судов АТО с созданием блоков хранения (БХ) и их размещением на ПДХ РО «Сайда».
ПВХГ и ПВХА ..	Вывоз из обеих ПВХ всего ОЯТ и РАО, очистка акваторий и реабилитация территорий ПВХ до состояния «коричневая лужайка», допускающего использование территории в промышленных целях в соответствии с рекомендациями, выработанными на основе результатов стратегического исследования СИ-1.
ОЯТ	Вывоз всего выгруженного перерабатываемого ОЯТ на ФГУП «ПО Маяк». Размещение неперерабатываемого ОЯТ на долгосрочное контролируемое хранение в специально создаваемом хранилище.
РАО	Ввод в эксплуатацию регионального центра кондиционирования и долговременного хранения РАО (РЦКХ) в гб. Сайда.

Совокупность выбранных стратегий достижения частных стратегических целей образует интегральную стратегию программы, которую иногда называют «дорожной картой». Дорожная карта СМП показана на рис. 2.

Ранжирование объектов первой категории по уровню создаваемых ими радиационных угроз проводилось четырьмя независимыми методами:

по математическому ожиданию величины совокупного ущерба от наиболее значимых аварийных событий на объекте;

по совокупному риску (ожидаемое число смертей на 1 млн человек) от наиболее значимых аварийных событий без учета вероятности их наступления;

по интегральному радиационному потенциалу объектов;

на основании экспертных оценок.

Полученные по всем четырем методам результаты хорошо согласуются друг с другом: наиболее опасными были признаны ПВХ ОЯТ и РАО, а не хранящиеся на плаву объекты (как предполагалось в концептуальных документах Минатома РФ). Этот нетривиальный результат дал основание для корректировки приоритетов СМП и соответствующих рекомендаций по перераспределению финансирования.

Продолжение процесса вертикального планирования: структура декомпозиции работ, приоритезация, календарное планирование и оценка рисков

В соответствии с диаграммой рис. 1 дальнейшие шаги по разработке стратегической программы заключаются в последовательной детализации содержания работ, необходимых для реализации интегральной стратегии рис. 2. Иными словами, проводится составление детального стрктурированного перечня мероприятий, обеспечивающих достижение обоснованной конечной цели для каждого объекта (группы объектов).

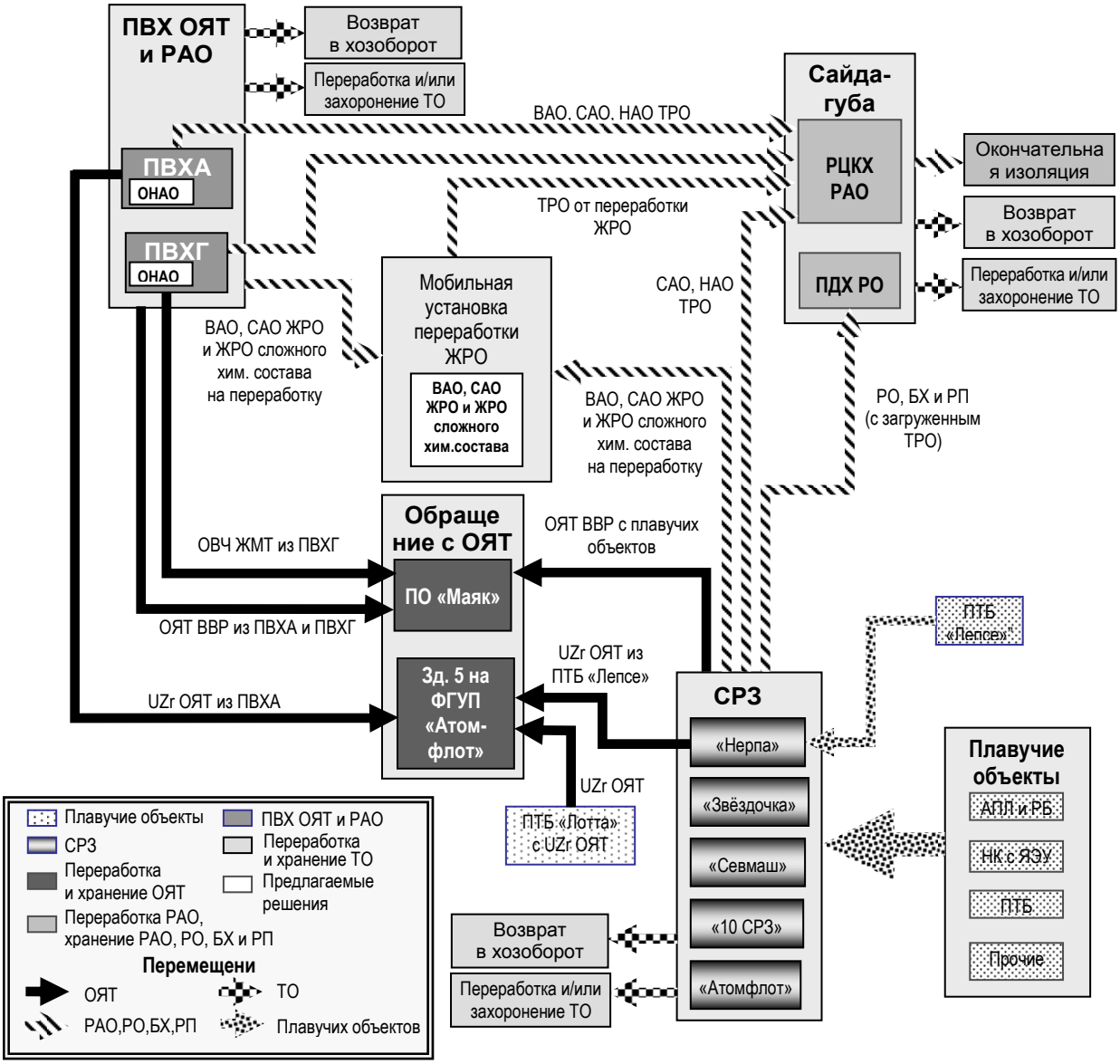


Рис. 2. Интегральная стратегия (дорожная карта) СМП
Fig. 2. Integrated strategy (roadmap) SMP

Такой перечень известен как структура декомпозиции работ (СДР), являющаяся ядром любого проекта или программы. Каждый элемент СДР нижнего уровня детализирует содержание какой-либо части объема работ «родительского» элемента более высокого уровня, так что СДР имеет структуру дерева. В дальнейшем мы будем называть элементы самого нижнего уровня СДР «проектами».

Один и тот же объем работ любого элемента может быть разложен на дочерние элементы нижележащего уровня разными способами. Но любой способ разложения должен отвечать следующим требованиям:

любой элемент СДР должен быть измеримым, т. е. необходимо точно определить начальное и конечное состояния того объекта (объектов), с которым проводятся работы, до начала этих работ и после их завершения;

по крайней мере один из дочерних элементов СДР должен иметь начальное (конечное) состояние объекта, совпадающее с начальным (конечном) состоянием этого объекта в родительском элементе;

все дочерние элементы СДР должны быть идентифицированы на каждом шаге разложения родительского элемента на основе одного и того же структурообразующего признака.

Поясним последнее требование на простом условном примере элемента СДР, описывающего работы по созданию комплекса по обращению с РАО.

Разложим этот элемент СДР на дочерние элементы на основе структурообразующего признака «продукт». В этом случае дочерние элементы идентифицируются по продуктам, которые будут получены в результате их выполнения. Получим четыре дочерних элемента: здания; оборудование; персонал; документация.

На следующем уровне разложения применим структурообразующий признак «функции». Идентифицируя дочерние элементы по функциональному характеру работ, для первого элемента «здания» получим 3 дочерних элемента: проектирование; получение разрешительной документации; строительно-монтажные работы.

Теперь поступим по-другому: на первом шаге разложения применим функциональный признак, на следующем – продуктовый. На первом шаге получим также 4 дочерних элемента: конкурсы, закупки, контракты; проектирование зданий и оборудования; строительно-монтажные работы и пуско-наладка; обучение и аттестация персонала.

Разложение третьего дочернего элемента «строительно-монтажные работы и пуско-наладка» по продуктовому признаку даст три дочерних элемента: участок приема; участок кондиционирования и упаковки; хранилище.

Точное следование всем требованиям построения СДР минимизирует вероятность образования «пробелов» и «дублирования» в описании полного объема работ программы.

На практике может применяться любой алгоритм разложения элементов СДР на дочерние. Однако на каждом шаге разложения рекомендуется обращать внимание на уровень селективности выбранного для этого шага структурообразующего признака. Желательно выбирать признак так, чтобы объемы работ во всех идентифицированных дочерних элементах были по возможности близкими по величинам трудозатрат, стоимости, объему потребляемых ресурсов и т. п. Если разница в значениях этих величин очень большая, лучше выбрать другой структурообразующий признак.

Точное определение начального и конечного состояния каждого элемента СДР позволяет установить логические связи «предшественник – последователь» между отдельными элементами СДР самого нижнего уровня – проектами. Такие связи в большинстве случаев обусловлены технологией выполнения работ, но это не обязательно. В простейшем случае связь имеет вид «конец – начало», когда работы по проекту-последователю начинаются после завершения работ по проекту-предшественнику. Возможны и другие виды связей, например «начало – начало», когда проекты предшественник и последователь могут выполняться параллельно и начинаться либо одновременно, либо с определённым временны́м лагом. При этом логика связи устанавливает, что последователь может быть начат не раньше, чем начат предшественник (с учетом лага). Такую ситуацию следует отличать от случая, когда несколько проектов могут начинаться одновременно, но не связаны между собой логически, а просто имеют общего предшественника.

Следует иметь в виду, что логика «предшественник – последователь» может связывать между собой проекты, находящиеся

в разных, порой весьма «удаленных» друг от друга ветвях дерева СДР. Правильное определение логики межпроектных связей имеет решающее значение при составлении календарного плана; ошибки в логике могут приводить к утрате синхронизации работ или неоправданным затратам из-за простоя ресурсов. Для минимизации возможности таких ошибок рекомендуется снабжать каждый элемент СДР паспортом, в котором указываются начальное и конечное состояние, оценки длительности и стоимости, а для проектов – также предшественники, последователи и используемые ресурсы.

В правильно построенной СДР не должно быть ни одного «изолированного», т. е. не имеющего ни предшественников, ни последователей, проекта.

Необходимый уровень детализации СДР (то есть количество уровней дерева) определяется в основном потребностями управляющей структуры. На уровне стратегического управления нет необходимости в высокой степени детализации объема работ по проекту: такая детализация может осуществляться в ходе реализации проектов исполнителем работ с целью оперативного управления.

Каждому элементу СДР присваивается уникальный структурный код. При этом код родительского элемента входит в качестве префикса в коды всех дочерних элементов. Это облегчает поиск ветви дерева, к которой принадлежит нужный проект.

В условиях ограниченного объема различных ресурсов, необходимых для выполнения работ, возникает проблема ранжирования проектов, подготовленных к реализации в достаточной степени, для постановки вопроса об очередности финансового и производственного обеспечения работ, т. е. о приоритезации проектов. При составлении календарного плана и бюджета программы наиболее ранние сроки выполнения и преимущественное финансирование будут определены для проектов с наивысшими приоритетами. При этом очередность выполнения проектов, выстроенная в порядке убывания приоритетов, не должна противоречить логике межпроектных связей: проект, получивший наивысший приоритет «передает» его всем своим предшественникам.

Критерии расстановки приоритетов существенно зависят как от целей программы, так и от характеристик объектов воздействия. В следующем разделе мы рассмотрим в качестве иллюстрации метод приоритезации, примененный при разработке СМП. Там же будет описана процедура идентификации и оценки рисков, разработанная специально для СМП.

Использование разработанной СДР с идентификацией логических связей между проектами, оценки длительности и стоимости выполнения работ, ранжирование проектов по уровню приоритетности и стандартные методы календарного планирования позволяют построить техническую базовую линию программы – перечень всех логически взаимосвязанных мероприятий, реализация которых обеспечивает достижение «ви́дения» с оценкой возможных сроков и стоимости их выполнения.

Завершение разработки СМП. Построение СДР, приоритезация, техническая базовая линия, оценка рисков

Программа работ, обеспечивающая достижение «ви́дения» СМП, получила в ходе разработки название Программы комплексной утилизации (ПКУ); далее мы будем придерживаться этого обозначения.

На первом шаге построения СДР ПКУ в качестве структурообразующего признака использована категория объекта утилизации, идентифицированная при анализе исходных данных на первом этапе разработки СМП. Это позволило определить 12 элементов второго уровня СДР – подпрограмм (рис. 3).

Рис. 3. Структура двух уровней СДР ПКУ
Fig. 3. The structure of the two levels of SDR PKU

Дальнейшая детализация СДР ПКУ осуществлялась до глубины, обеспечивающей возможность управления реализацией программы на стратегическом уровне. На стадии разработки СМП было признано достаточным иметь не более пяти уровней СДР (считая ПКУ за первый уровень). В ходе реализации мероприятий ПКУ в отдельных случаях потребовалась более глубокая детализация, появились проекты шестого и седьмого уровней. Необходимость такой детализации обусловливалась не столько высокой сложностью выполняемых работ, сколько стратегией проведения конкурсов и заключения контрактов с исполнителями работ. Непременным условием при этом считалось соблюдение требования «один проект – один контракт». Иными словами, недопустимо выполнять работы по одному проекту ПКУ в рамках двух контрактов – это приводит к размыванию ответственности исполнителей за соблюдение сроков и качество работ. Обратная ситуация при этом возможна и часто имеет место: в рамках одного контракта могут полностью выполняться несколько проектов ПКУ.

На момент завершения разработки ПКУ в СДР было идентифицировано свыше 230 элементов проектов; в настоящее время это количество возросло примерно до 750 проектов (включая уже выполненные).

Ранжирование объектов утилизации и реабилитации, проведенное на первом этапе разработки СМП на основании оценок их опасности, является важнейшей частью исходной информации для приоритезации проектов ПКУ, но не исчерпывает её. Напомним, что ранжирование объектов проводилось четырьмя разными методами, которые дали согласованные результаты. Для приоритезации *проектов* фактор безопасности – важнейший, но не единственный. При ранжировании проектов по совокупности разнородных по своей природе факторов необходимо обращаться к методам экспертных оценок.

Для приоритезации проектов в ПКУ был адаптирован метод, разработанный Агентством по выводу из эксплуатации ядерных объектов (АВЭЯО) Великобритании. Он основан на превращении всех факторов, влияющих на выработку решения, в исчисляемые величины. Базовую структуру основных критериев приоритезации иллюстрирует рис. 3. Каждому критерию соответствует один или несколько факторов, для которых вырабатываются численные оценки.

Эта методика ранжирования и приоритезации была использована для всех проектов в рамках ПКУ и обладает следующими преимуществами:

метод известен и признан в мире;

Рис. 4. Базовые критерии приоритезации в СМП
Fig. 4. Basic criteria for prioritization in the SMP

метод апробирован при утилизации ядерно-опасных объектов;

метод учитывает мнение всех основных участников реализации ПКУ.

При адаптации метода АВЭЯО применительно к ПКУ эксперты определили восемь базовых критериев ранжирования, которые показаны на рис. 4.

Число в каждом внешнем круге на рис. 4 является средним весом фактора для соответствующего критерия. Веса нормированы так, что сумма весов всех 28 факторов по всем критериям равна 1.

Процедура приоритезации состояла из нескольких этапов.

Сначала каждый эксперт должен был назначить численные значения весам W_i для групп факторов, используемых в рассмотрении, из предлагаемого диапазона. Значение 0 свидетельствует о пренебрежимо малом (по мнению эксперта) влиянию данной группы факторов на рассматриваемые проблемы, максимальному весу соответствует максимальное влияние. При этом путем статистической обработки данных проверяется согласованность оценок весов факторов и при необходимости проводится сближение этих оценок по известному методу Дельфи. Для получения итоговых оценок значимости проектов применяются усредненные по всем экспертам веса факторов.

После определения весов групп факторов каждый эксперт должен был для каждого j-го проекта назначить оценку ${}^{j}d_k^m$ по фактору m, входящему в критерий k. Оценки выставляются по 5-балльной системе, ${}^{j}d_k^m \in \{0–4\}$. Оценке 0 соответствует отсутствие влияния данного проекта на фактор, при оценке 4 значимость данного проекта по фактору максимальна. Усредненная по всем экспертам оценка определяется как

$$\overline{{}^{j}d_k^m} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left({}^{j}d_k^m\right)_i,$$

где N – число экспертов, а $\left({}^{j}d_k^m\right)_i$ – оценка i-го эксперта.

Значимость (приоритетность) проекта j характеризуется показателем P_j, определяемым по формуле

$$P_j = \frac{\sum_{l=1}^{L1}\overline{W_1^l}\,\overline{{}^{j}d_1^l} + \sum_{l=1}^{L2}\overline{W_2^l}\,\overline{{}^{j}d_2^l} + \sum_{l=1}^{L3}\overline{W_3^l}\,\overline{{}^{j}d_3^l} + \ldots}{d_{\max}(L1\,W_1^{\max} + L2\,W_1^{\max} + L3\,W_1^{\max} + \ldots)},$$

где Lk – количество факторов по критерию k; $\overline{W_k^l}$ – усредненный по всем экспертам вес фактора l критерия k; $W_k^{\max}$ – максимально возможный вес любого фактора в критерии k.

Для определения степени расхождения экспертных мнений для каждого проекта j и эксперта i определяется индивидуальная оценка показателя приоритетности проекта – P_j^i:

$$P_j^i = \frac{\sum_{l=1}^{L1}W_{1i}^l\,{}^{j}d_{1i}^l + \sum_{l=1}^{L2}W_{2i}^l\,{}^{j}d_{2i}^l + \sum_{l=1}^{L3}W_{3i}^l\,{}^{j}d_{3i}^l + \ldots}{d_{\max}(L1\,W_1^{\max} + L2\,W_2^{\max} + L3\,W_3^{\max} + \ldots)}.$$

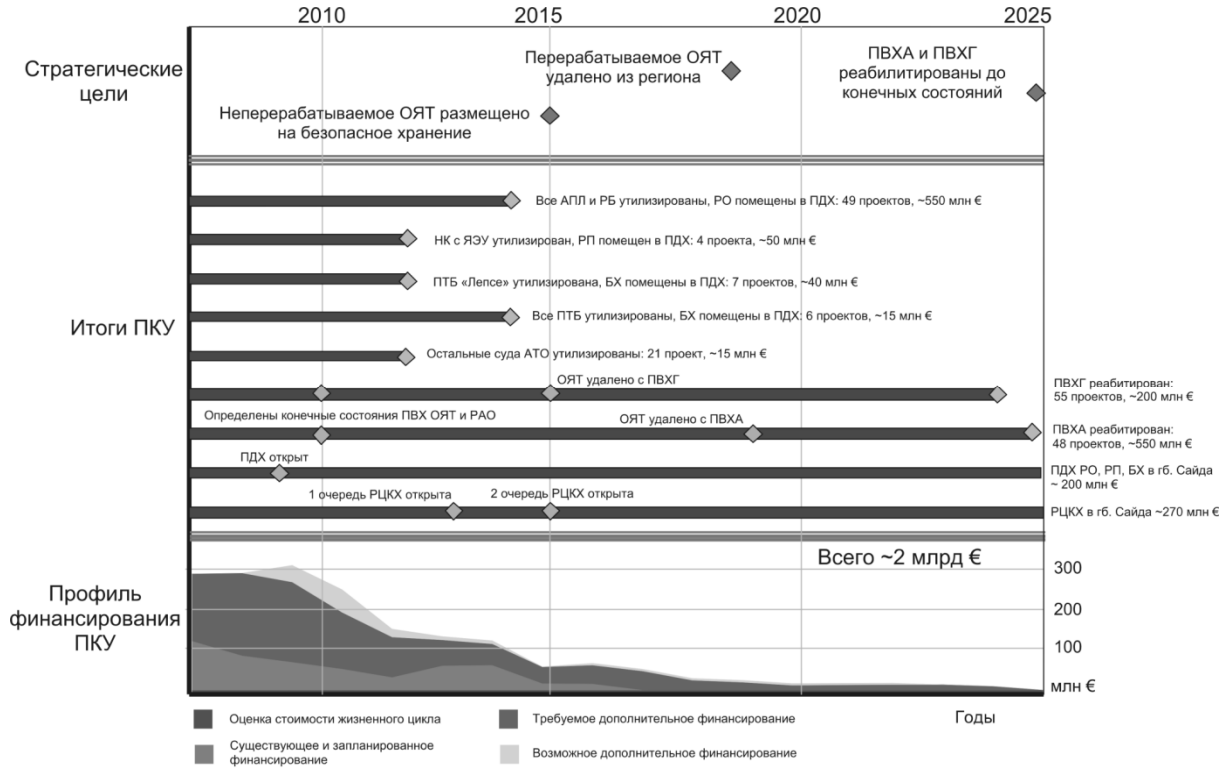


Рис. 5. Техническая базовая линия – обобщенные результаты разработки СМП
Fig. 5. Technical baseline – summarized results of the development of SMP

Затем определяются среднее значение и стандартное отклонение показателей P_j^i:

$$\overline{P_j} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} P_j^i;$$

$$s(\overline{P_j}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}(P_j^i - \overline{P_j})^2}{N(N-1)}}.$$

Если $s(\overline{P_j}) \le 0{,}125\overline{P_j}$, то дальнейшего проведения опроса экспертов по данному проекту не требуется. В противном случае повторно опрашиваются те эксперты, оценки которых наиболее удалены от среднего значения, с целью обосновать данные ими оценки или изменить их. Всего предусматривалось до трех итераций сближения оценок.

На завершающей стадии разработки СМП (август 2007 г.) в процедуру приоритезации было включено 123 проекта ПКУ из общего числа идентифицированных на тот момент. Из процедуры были исключены те проекты, которые уже выполнялись на момент начала приоритезации и имели плановый срок завершения в пределах 2008 года. Кроме того, как уже отмечалось, отбор проектов для приоритезации не должен нарушать установленных связей «предшественник – последователь».

Таким образом была построена техническая базовая линию ПКУ – перечень всех логически взаимосвязанных мероприятий ПКУ, реализация которых обеспечивает достижение «ви́дения», с оценкой возможных сроков и стоимости их выполнения (рис. 5). Общее потребное финансирование ПКУ по оценке СМП достигало ~2 млрд €, а примерные сроки завершения ключевых этапов ПКУ при условия выделения необходимых ресурсов находились в диапазоне 2012–2025 гг. При отсутствии достаточных ресурсов сроки реализации мероприятий Программы могут значительно сдвигаться в будущее.

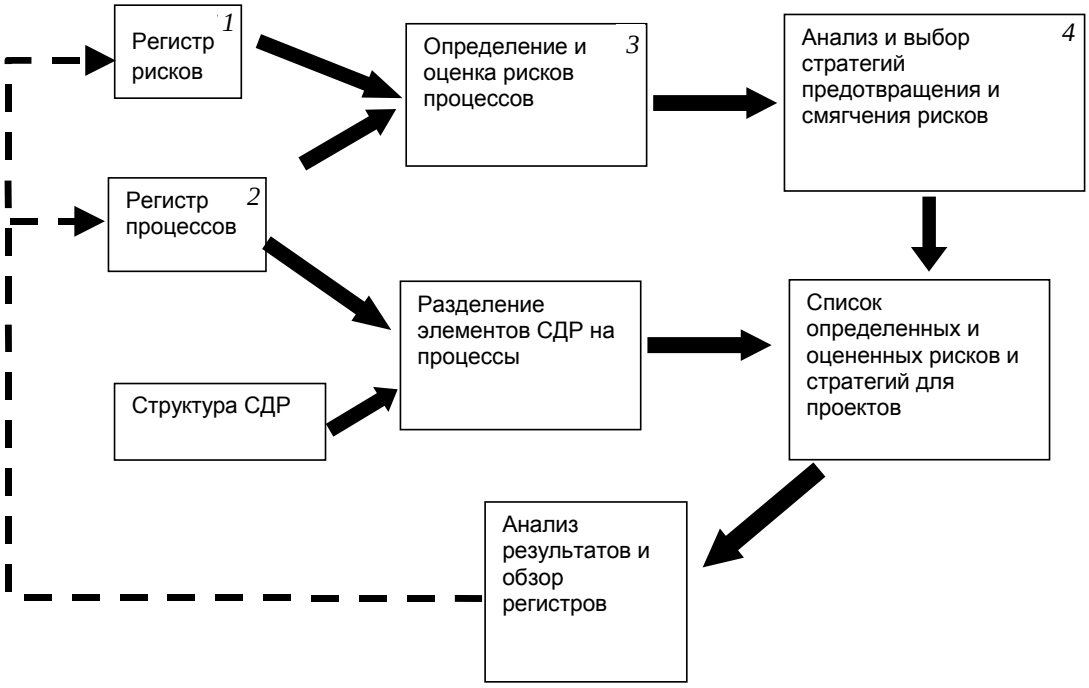


Рис. 6. Метод оценки рисков, основанный на анализе процессов
Fig. 6. Method of risk assessment based on process analysis

Реализация стратегической программы ставит задачи управления рисками в большом интегрированном комплексе проектов. Событие риска может произойти в рамках одного проекта, и благодаря смягчению риска может быть получена ценная информация для усовершенствования планов управления рисками. Однако при реализации большой программы эта информация может быть локализована в рамках одного проекта (или небольшой группы связанных проектов, объединенных общими исполнителями), что приведет к снижению эффективности управления рисками в рамках целой программы. Существует вероятность того, что действия, предпринятые для управления риском в одном проекте, могут благоприятно или неблагоприятно воздействовать на риски в другом проекте, поэтому в ходе реализации программы необходима интеграция управления рисками.

Для решения тех уникальных задач, которые ставятся в рамках комплексных программ, подобных ПКУ, для управления рисками был разработан подход, основанный на анализе рисков для всех типов процессов, характерных для проектов комплексной утилизации (рис. 6). Подобный подход рекомендован стандартами ИСО 9000 для разработки систем управления качеством.

Несмотря на то, что такая комплексная программа, как ПКУ, включает в себя большое число проектов, в этих проектах есть одинаковые или сходные базовые процессы. Поэтому выбранные стратегии предотвращения и смягчения рисков также будут в общих чертах сходны и совместимы.

Это сходство используется в предложенном подходе при разработке типичных стратегий управления рисками для процессов. Если событие, являющееся риском, произошло в одном из проектов и было проанализировано с точки зрения базового процесса, то такой анализ даст информацию, которая может использоваться во всех проектах, включающих данный процесс. Соответственно, вместо многократного повторного анализа

одного и того же процесса в рамках целой программы возможно более простое рассмотрение процесса с целью определить, как его влияние на проект или отдельные части проекта сказывается на общем пониманип риска и стратегий управления рисками. Тем самым существенно упрощается и унифицируется подход к управлению рисками.

Детальную информацию о методиках, результатах исследований и процедурах, применявшихся при разработке СМП можно найти в [6, 7].

Информационная система управления программой (ИСУП)

Как отмечалось во введении, в течение всего периода реализации разработанного плана необходимо постоянно актуализировать текущее состояние работ, пересматривать ранее принятые решения с учетом возникающих отклонений от первоначального плана, добиваясь постоянной направленности программы на достижение «ви́дения». Ценность СМП как руководящего документа стратегического уровня критическим образом зависит от полноты, достоверности и целостности информации, на основе которой корректируется план и обеспечивается его реализация. Для решения этой задачи в качестве составной части СМП была разработана информационная система управления программой (ИСУП).

ИСУП представляет собой программно-аппаратный комплекс, в основе которого лежит реляционная база данных (БД) сложной структуры, обеспечивающей интеграцию всей информации, важной для управления реализацией ПКУ, и представление этой информации в удобной для пользователя визуальной, текстовой или числовой форме.

Главной интегрирующей таблицей БД ИСУП является справочник СДР.

БД ИСУП включает также базу календарных планов под управлением Microsoft Project Server. Широкое использование аппарата межпроектных ссылок в календарных планах позволяет в компактной форме и без потери детальной информации о логике выполнения работ представлять в компактной графической форме информацию о состоянии произвольно организованного набора проектов.

Варьирование сроков выполнения отдельных проектов без потери логических межпроектных связей позволяет использовать ИСУП в качестве имитационной модели для анализа последствий принятия различных организационных решений. Некоторые примеры практического применения ИСУП как инструмента информационно-аналитической поддержки реализации ПКУ приведены в [8].

Некоторые результаты реализации СМП

Появление самых первых (предварительных) результатов разработки СМП, начавшейся в 2003 году, стимулировало резкий рост – примерно в 2 раза – финансирования Программы комплексной утилизации (ПКУ) со стороны иностранных доноров.

Стратегический мастер-план был одобрен Ядерным операционным комитетом Фонда ЭПСИ, утвержден ассамблеей доноров Фонда, а также введен в действие в качестве руководящего документа Приказом руководителя Федерального агентства по атомной энергии Российской Федерации №686 от 26.12.2007 г.

Наиболее значимые результаты реализации СМП получены в области утилизации АПЛ.

По состоянию на 30.06.2018 из 123 АПЛ, выведенных из состава Северного флота, 120 утилизированы, ОЯТ из них выгружено и вывезено из региона. Из 3 неутилизированных АПЛ одна затонула при транспортировке к месту утилизации, а две других выведены из состава ВМФ лишь в 2015 году и не входили в первоначальный перечень объектов утилизации.

В 2006 году завершена строительством и сдана в эксплуатация площадка долговременного хранения РО (ПДХ РО) в Сайда-губе.В настоящее время на ней установлены 108 реакторных

отсеков. При сохранении текущего уровня финансирования программы все РО будут сформированы и размещены в ПДХ РО к 2020 г.

Четыре из 13 судов АТО утилизированы, сформированные блоки хранения установлены в ПДХ РО.

В начале 2017 года сдана в эксплуатацию инфраструктура обращения с ОЯТ в ПВХА, и к ноябрю 2017 года 691 отработавших тепловыделяющих сборок (ОТВС) извлечены из хранилища, загружены в 13 транспортных контейнеров и вывезены на переработку. Еще свыше 2000 ОТВС извлечены из хранилища в первой половине 2018 года и ожидают вывоза на переработку.

В 2009 г. из ПВХГ вывезено и переработано всё кондиционное ОЯТ водо-водяных реакторов АПЛ первого поколения (532 ОТВС), а в 2011–2012 гг. – все дефектное ОЯТ этих реакторов. Три активные зоны (АЗ) реакторов с жидкометаллическим теплоносителем разобраны, и высокообогащенное ОЯТ вывезено на переработку на ПО «Маяк». В 2018 году будут разобраны и вывезены на ПО «Маяк» еще 2 таких АЗ, а остальные АЗ этого типа могут быть разобраны в срок до 2020 г.

В Сайда-губе построен и введен в эксплуатацию Региональный центр кондиционирования и долговременного хранения твердых радиоактивных отходов, предназначенный для приема всех РАО, хранящихся в ПВХ и образующихся в процессах утилизации и реабилитации объектов ПКУ. Для перевозки больших объемов ОЯТ и РАО построено и передано в эксплуатацию ФГУП «Атомфлот» специализированное судно «Россита».

Заключение

Рассмотренная выше и использованная при разработке СМП методология получила признание как эффективный инструментарий стратегического планирования для решения крупномасштабных проблем, в частности в области радиационной безопасности.

Впоследствии такой подход был применен специалистами ИБРАЭ РАН для расширения СМП на задачи комплексной утилизации в Дальневосточном регионе России [9], разработку вариантов стратегий вывода из эксплуатации и реабилитации объектов ОАО «ТВЭЛ» [10], а также стратегических планов повышения радиационной безопасности объектов РАН, решения проблемы Теченского каскада водоемов, научных исследований по обоснованию создания подземной лаборатории в Нижнеканском массиве [11, 12].

Методология и результаты разработки и реализации СМП стали основной частью комплекса работ «Разработка научно-технических основ и информационно-аналитическое обеспечение ликвидации ядерного наследия на Северо-западе России», удостоенного Премии Правительства РФ в области науки и техники за 2013 год.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A Guide to the Project Management Body of Knowledge. Sixth Edition / Project Man-agement Institute, 2017. 573 p.

2. Концепция комплексной утилизации АПЛ / Минатом РФ, 2001 г.

3. Стратегический мастер-план утилизации и экологической реабилитации выведенных из эксплуатации объектов флота на Северо-Западе России: Итоговый отчет по 1-й фазе / М., РНЦ КИ-ИБРАЭ РАН-НИКИЭТ. 2003.

4. **Богатов С.А., Высоцкий В.Л., Саркисов А.А. [и др.].** Анализ рисков радиоактивного загрязнения окружающей среды, обусловленного выведенными из эксплуатации объектами атомного флота на Северо-Западе России // Атомная энергия. 2006. Т. 101, вып. 1. С. 23–34.

5. **Антипов С.В., Ахунов В.Д., Высоцкий В.Л. [и др.].** Обоснование приоритетов при комплексной утилизации и экологической реабилитации объектов атомного флота // Атомная энергия. 2006. Т. 101, вып. 1. С. 11–17.

6. **Саркисов А.А., Богатов С.А., Высоцкий В.Л., Кобринский М.Н., Мартыненко С.В.** Применение современных методов планирования в ходе разработки и реализации Стратегического мастер-плана комплексной утилизации выведенных из эксплуатации объектов атомного флота на Северо-Западе России // Известия РАН. Энергетика. 2009. № 6. С. 23

7. **Антипов С.В., Арутюнян Р.В., Ахунов В.Д. [и др.].** Стратегические подходы к решению экологических проблем, связанных с выведенными из эксплуатации объектами атомного флота на Северо-Западе России. М.: Наука, 2010. 346 с.

8. **Антипов С.В., Кобринский М.Н., Шведов П.А.** Использование ИСУП СМП для принятия управленческих решений в работах по комплексной утилизации АПЛ // Известия РАН. Энергетика. 2013. № 2. С. 53–58.

9. **Кобринский М.Н., Мартыненко С.В., Шведов П.А.** Распространение технологии ИСУП на информационно-аналитическое сопровождение процессов комплексной утилизации в Дальневосточном регионе России // Известия РАН. Энергетика. 2013. № 2. С. 104–111.

10. **Антипов С.В., Свинаренко С.Н., Высоцкий В.Л., Сотников В.А., Хохлов И.Н.** Методология стратегического планирования и разработки стратегии вывода из эксплуатации «ядерного наследия» топливной компании «ТВЭЛ» // Известия РАН. Энергетика. 2013. № 2. С. 112–120.

11. **Дорофеев А.Н., Большов Л.А., Линге И.И., Уткин С.С., Савельева Е.А.** Стратегический мастер-план исследований в обоснование безопасности сооружения, эксплуатации и закрытия пункта глубинного захоронения радиоактивных отходов // Радиоактивные расходы. 2017. № 1. С. 33–42.

12. **Крюков О.В.** Краткий комментарий к утверждению «Стратегии создания пункта глубинного захоронения радиоактивных отходов» // Радиоактивные отходы. 2018. № 2 (3). С. 16–17.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

САРКИСОВ Ашот Аракелович – *доктор технических наук советник Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Институт проблем безопасного развития атомной энергетики» Российской академии наук*
E-mail: sarkisov@ibrae.ac.ru

АНТИПОВ Сергей Викторович – *доктор технических наук заместитель директора Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Институт проблем безопасного развития атомной энергетики» Российской академии наук*
E-mail: santipov@ibrae.ac.ru

БИЛАШЕНКО Вячеслав Петрович – *кандидат технических наук старший научный сотрудник Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Институт проблем безопасного развития атомной энергетики» Российской академии наук*
E-mail: kashtano@yandex.ru

КОБРИНСКИЙ Михаил Натанович – *доктор физико-математических наук заместитель заведующего отделом Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Институт проблем безопасного развития атомной энергетики» Российской академии наук*
E-mail: mnk@ibrae.ac.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 08.10.2018

REFERENCES

[1] A Guide to the Project Management Body of Knowledge. Sixth Edition. Project Management Institute, 2017. 573 p.

[2] Kontseptsiya kompleksnoy utilizatsii APL, Minatom RF, 2001 g. (rus.)

[3] Strategicheskiy master-plan utilizatsii i ekologicheskoy reabilitatsii vyvedennykh iz ekspluatatsii obyektov flota na Severo-Zapade Rossii: Itogovyy otchet po 1-y faze / M., RNTs KI-IBRAE RAN-NIKIET, 2003. (rus.)

[4] **Bogatov S.A., Vysotskiy V.L., Sarkisov A.A. [i dr.].** Analiz riskov radioaktivnogo zagryazneniya okruzhayushchey sredy, obuslovlennogo vyvedennymi iz ekspluatatsii obyektami atomnogo flota na Severo-

Zapade Rossii. *Atomnaya energiya*. 2006. T. 101, vyp. 1. S. 23–34. (rus.)

[5] **Antipov S.V., Akhunov V.D., Vysotskiy V.L. [i dr.].** Obosnovaniye prioritetov pri kompleksnoy utilizatsii i ekologicheskoy reabilitatsii obyektov atomnogo flota. *Atomnaya energiya*. 2006. T. 101, vyp. 1. S. 11–17. (rus.)

[6] **Sarkisov A.A., Bogatov S.A., Vysotskiy V.L., Kobrinskiy M.N., Martynenko S.V.** Primeneniye sovremennykh metodov planirovaniya v khode razrabotki i realizatsii Strategicheskogo master-plana kompleksnoy utilizatsii vyvedennykh iz ekspluatatsii obyektov atomnogo flota na Severo-Zapade Rossii. *Izvestiia RAN. Energetika*. 2009. № 6. S. 23. (rus.)

[7] **Antipov S.V., Arutyunyan R.V., Akhunov V.D. [i dr.].** Strategicheskiye podkhody k resheniyu ekologicheskikh problem, svyazannykh s vyvedennymi iz ekspluatatsii obyektami atomnogo flota na Severo-Zapade Rossii. M.: Nauka, 2010. 346 s. (rus.)

[8] **Antipov S.V., Kobrinskiy M.N., Shvedov P.A.** Ispolzovaniye ISUP SMP dlya prinyatiya upravlencheskikh resheniy v rabotakh po kompleksnoy utilizatsii APL. *Izvestiia RAN. Energetika*. 2013. № 2. S. 53–58. (rus.)

[9] **Kobrinskiy M.N., Martynenko S.V., Shvedov P.A.** Rasprostraneniye tekhnologii ISUP na informatsionno-analiticheskoye soprovozhdeniye protsessov kompleksnoy utilizatsii v Dalnevostochnom regione Rossii. *Izvestiia RAN. Energetika*. 2013. № 2. S. 104–111. (rus.)

[10] **Antipov S.V., Svinarenko S.N., Vysotskiy V.L., Sotnikov V.A., Khokhlov I.N.** Metodologiya strategicheskogo planirovaniya i razrabotki strategii vyvoda iz ekspluatatsii «yadernogo naslediya» toplivnoy kompanii «TVEL». *Izvestiia RAN. Energetika*. 2013. № 2. S. 112–120. (rus.)

[11] **Dorofeyev A.N., Bolshov L.A., Linge I.I., Utkin S.S., Savelyeva Ye.A.** Strategicheskiy master-plan issledovaniy v obosnovaniye bezopasnosti sooruzheniya, ekspluatatsii i zakrytiya punkta glubinnogo zakhoroneniya radioaktivnykh otkhodov. *Radioaktivnyye raskhody*. 2017. №1. S. 33–42. (rus.)

[12] **Kryukov O.V.** Kratkiy kommentariy k utverzhdeniyu «Strategii sozdaniya punkta glubinnogo zakhoroneniya radioaktivnykh otkhodov». *Radioaktivnyye otkhody*. 2018. № 2 (3). S. 16–17. (rus.)

THE AUTHORS

SARKISOV Ashot A. – *Nuclear safety institute of the Russian academy of sciences* (*IBRAE RAN*)
E-mail: sarkisov@ibrae.ac.ru
ANTIPOV Sergei V. – *Nuclear safety institute of the Russian academy of sciences* (*IBRAE RAN*)
E-mail: santipov@ibrae.ac.ru
BILASHENKO Viacheslav P. – *Nuclear safety institute of the Russian academy of sciences* (*IBRAE RAN*)
E-mail: kashtano@yandex.ru
KOBRINSKY Mikhail N. – *Nuclear safety institute of the Russian academy of sciences* (*IBRAE RAN*)
E-mail: mnk@ibrae.ac.ru

Received: 08.10.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240302
УДК 621.31

А. Рамадан, В.В. Елистратов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ СЕТЕВОЙ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ С АСИНХРОННЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ДВОЙНОГО ПИТАНИЯ

Ветроэнергетические установки (ВЭУ) с асинхронным генератором двойного питания (АГДП) широко применяются в современной энергетической промышленности. АГДП – это асинхронный генератор с фазным ротором (АГФР), в котором в цепь ротора могут быть внедрены внешние устройства для того, чтобы обеспечить режим работы с переменной частотой вращения. Для анализа и исследования принципов и режимов работы сетевой ВЭУ с АГДП проведено компьютерное моделирование в среде MATLAB. Разработаны модели (подсистемы) всех электроэнергетических элементов ВЭУ с помощью готовых и созданных подсистем в среде MATLAB. Рассмотрены основные режимы работы сетевой ВЭУ с АГДП при изменении скорости ветра (сверхсинхронные и подсинхронные режимы работы). Реализованы: ориентированное управление по вектору напряжения статора генератора для контроля силового преобразователя, подключённого к генератору; управление положением лопастей ветроколеса; синхронизация АГДП с сетью и ориентированное управление по вектору напряжения сети для контроля силового преобразователя, подключённого к сети. Результаты исследований показали, что рассмотренная ВЭУ с АГДП позволяет регулировать частоту вращения от 0,67 до 1,15 о.е. при изменении скольжения с подсинхронного режима (+0,33) до сверхсинхронного режима (–0,15). Таким образом, можно эффективно преобразовывать энергию ветра.

Ключевые слова: ВЭУ, асинхронный генератор двойного питания, режим работы, MATLAB, подсистема, модель, скорость ветра, управление, сверхсинхронной, подсинхронный.

Ссылка при цитировании:
А. Рамадан, В.В. Елистратов. Моделирование и управление сетевой ветроэнергетической установкой с асинхронным генератором двойного питания // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 22–37. DOI: 10.18721/JEST.240302.

A. Ramadan, V.V. Elistratov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

MODELING AND CONTROL OF A GRID-CONNECTED WIND ENERGY CONVERSION SYSTEM WITH DOUBLY FED INDUCTION GENERATOR

The wind turbine with a doubly fed induction generator (DFIG) is widely used in the modern wind energy industry. DFIG is an asynchronous generator with a wounded rotor, in which the rotor circuit can be controlled by external devices to achieve variable speed operation. The study focused on simulation of a grid-

connected wind turbine with DFIG in MATLAB for analyzing and studying the principles and operation modes. Models (subsystems) of all electric power elements of a wind energy conversion system with DFIG were developed using ready and newly created subsystems in MATLAB. The main operating modes (super-synchronous and sub-synchronous modes) of a grid-connected wind turbine with DFIG were described when the wind speed changes. The stator voltage-oriented control (SVOC) was used to control the rotor-side converter, and voltage oriented control (VOC) was used to control the grid-side converter. In addition, pitch angle control and DFIG synchronization to the grid were implemented in the modeling. The results of the study showed that the given wind turbine with DFIG allows adjusting the rotational speed of the generator from (0.67 pu) to (1,15 pu) when the slip changes from the sub-synchronous mode (+0,33) to the super-synchronous mode (–0,15). Thus, wind energy is converted effectively.

Keywords: wind turbine, doubly fed induction generator, operation mode, MATLAB, subsystem, model, wind speed, control, supersynchronous, subsynchronous.

Citation:
A. Ramadan, V.V Elistratov, Modeling and control of a grid-connected wind energy conversion system with doubly fed induction generator, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 22–37, DOI: 10.18721/JEST.240302.

Введение

Последнее десятилетие мировая совокупная установленная мощность ветроэлектрических станций (ВЭС), или по европейской терминологии ветропарков, неуклонно растет [1]. В 2017 году глобальная установленная мощность ВЭУ составляла 514 ГВт, около 4 % всей электрической энергии в этом году было произведено на ВЭС [2]. Согласно прогнозу [2] глобальная установленная мощность ВЭС в 2019 году составит около 666 ГВт.

ВЭУ с АГДП широко применяется в современной энергетической промышленности. АГДП – это АГФР, в котором в цепь ротора генератора могут быть включены внешние устройства для того, чтобы добиться режима работы с переменной частотой вращения. Статор генератора соединен с сетью через трансформатор, а соединение ротора с сетью сделано через силовые преобразователи, гармонические фильтры и трансформатор. Номинальная мощность АГДП обычно находится в диапазоне от нескольких сотен киловатт до нескольких мегаватт. Статор генератора передает электроэнергию от ветроколеса (ВК) в сеть и, следовательно, поток электроэнергии является однонаправленным. Однако поток мощности в цепи ротора генератора является двунаправленным в зависимости от условий эксплуатации (режима работы) [3]. Энергия может быть передана от ротора к сети либо обратно через силовой преобразователь со стороны генератора ($СП_г$) и силовой преобразователь со стороны сети ($СП_с$). Поэтому максимальная мощность ротора составляет приблизительно 30 % от номинальной мощности статора. Номинальная мощность СП значительно меньше по сравнению с ВЭУ с полномасштабным СП (полное преобразование мощности). При работе с переменной частотой вращения ВЭУ с АГДП может произвести больше энергии из ветра, чем ВЭУ с постоянной частотой вращения при скорости ветра ниже номинальной [4]. Стоимость СП и гармонических фильтров у АГДП ниже, чем у ВЭУ с полномасштабным СП. Потери мощности в преобразователях ВЭУ с АГДП также ниже, чем у ВЭУ с полномасштабным СП, что приводит к повышению общей эффективности преобразования ветровой энергии. Также такая система может обеспечивать требуемую реактивную мощность без устройства ее компенсации. Благодаря этим характеристикам ВЭУ с АГДП является одним из предпочитаемых вариантов на рынке мегаваттных ВЭУ [5]. Таким образом, имитационное моделирование сетевой ВЭУ с АГДП и исследование их режимов рабо-

ты при изменении скорости ветра представляет собой актуальную задачу.

В зависимости от угловой частоты вращения (скорости) ротора генератора есть два режима работы ВЭУ с АГДП [6]: 1) сверхсинхронный режим работы, в котором генератор работает на скорости выше синхронной ω_c; 2) подсинхронный режим работы, в котором генератор работает на скорости ниже синхронной. Скольжение отрицательно в сверхсинхронном режиме работы и положительно в подсинхронном. На рис. 1 показан поток мощности в системе ВЭУ с АГДП [7]. В зависимости от режима работы (сверхсинхронный или подсинхронный) цепь ротора генератора может получать мощность от сети или передавать в неё. В режиме сверхсинхронной работы механическая мощность ВК ($N_{вк}$) поступает в электрическую сеть через обе цепи – статор и ротор генератора. Мощность ротора генератора ($N_р$) доставляется в сеть через силовые преобразователи цепи ротора генератора, а мощность статора генератора ($N_с$) передается в сеть непосредственно. При пренебрежении потерями в генераторе и преобразователях мощность, подаваемая в сеть ($N_{сеть}$), равняется механической мощности ВК ($N_{вк}$), как показано на рис. 1, *а*.

В режиме работы с подсинхронной скоростью (рис. 1, *б*) ротор генератора получает мощность из сети. Механическая мощность ВК ($N_{вк}$) и мощность ротора генератора ($N_р$) доставляются в сеть через цепь статора генератора. Хотя мощность статора генератора ($N_с$) в этом случае равняется сумме $N_{вк}$ и $N_р$, но она не будет превышать номинальное значение, так как в режиме подсинхронной скорости механическая мощность ВК ($N_{вк}$) ниже, чем в режиме сверхсинхронной скорости. Как и в предыдущем случае, при пренебрежении потерями общая мощность, подаваемая в сеть ($N_{сеть}$), равняется механической мощности ВК ($N_{вк}$). И можно сказать, что $N_с$ в режиме сверхсинхронной скорости больше, чем $N_с$ в режиме подсинхронной скорости.

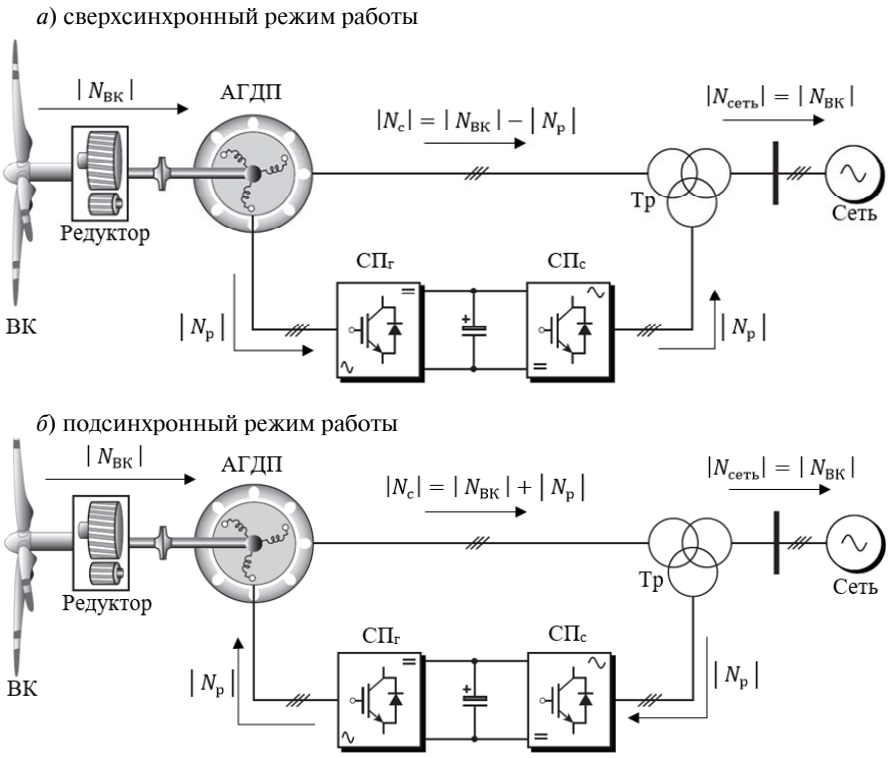


Рис. 1. Потоки мощности в системе ВЭУ с АГДП
Fig. 1. The power flow in wind turbine system with DFIG

Целью данной работы является исследование режимов ВЭУ (сверхсинхронный и подсинхронный) и оценка возможностей управления системой ВЭУ с АГДП в условиях переменной скорости ветра при оптимальной отдаче мощности в сеть. Поскольку в литературе отсутствуют пригодные для этого расчетные модели, то стояла задача создания полной симуляционной модели ВЭУ с АГДП, включающей все элементы установки сетевой ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания (АГДП). В качестве наиболее подходящей системы моделирования можно выбрать среду MATLAB Simulink, содержащую ряд пригодных для решения данной задачи готовых блоков, а также располагающую возможностями создания, если потребуется, собственных блоков пользователя.

Исходные данные и методика разработки модели сетевой ВЭУ с АГДП в среде MATLAB

Программное обеспечение MATLAB представляет собой интерактивную среду программирования и язык программирования высокого уровня, разработанный компанией The MathWorks, позволяющие использовать блоки базовых математических функций для создания всех перечисленных систем. MATLAB представляет собой пакет прикладных программ для решения задач технических вычислений [8]. С помощью MATLAB Simulink можно из базовых функциональных блоков собрать модель сетевой ВЭУ с АГДП. Созданная модель сетевой ВЭУ с АГДП в MATLAB Simulink предназначена для исследования режимов работы при изменении скорости ветра. В нашей работе для описания вращающихся масс (ВК, редуктор, генератор) используется упрощенная одномассовая динамическая модель. Уравнение (1) описывает одномассовую модель в относительных единицах [7]:

$$2J_{\text{эк}}\frac{d\omega_{\text{м г}}}{dt}=M_{\text{эм г}}-M_{\text{м г}}, \qquad (1)$$

где $M_{\text{м г}}$ – механический момент на валу ротора генератора, о.е. ($M_{\text{м г}} < 0$ в генераторном режиме работы); $M_{\text{эм г}}$ – электромагнитный момент генератора, о.е; $\omega_{\text{м г}}$ – механическая угловая частота вращения ротора генератора, о.е; $J_{\text{эк}}$ – эквивалентная постоянная инерции вращающихся масс (ВК, редуктор, генератор); в рассматриваемом случае $J_{\text{эк}} = 3$ сек.

В расчетах приняты следующие допущения:

угловая частота вращения ВК равна частоте генератора $\omega_{\text{м г}}$ в относительных единицах ($\omega_{\text{ВК о.е}} = \omega_{\text{м г о.е}}$); следовательно, нет необходимости рассматривать передаточное число коробки передач (редуктора);

при пренебрежении механическими потерями механический момент ВК ($M_{\text{вк}}$) равен $M_{\text{м г}}$ в относительных единицах. Поэтому в устойчивом состоянии можно принять $M_{\text{эм г}} = M_{\text{вк}}$.

Общая модель сетевой ВЭУ с АГДП в MATLAB Simulink показана на рис. 2. Она состоит из нескольких готовых блоков (подсистем) из библиотеки MATLAB Simulink и дополнительно созданных подсистем.

Готовые блоки (подсистемы):

1. *Асинхронный генератор двойного питания* (*АГДП*); это АГФР мощностью 1,5 МВт при напряжении 690 В. Его параметры, взятые из [7], следующие:

Номинальная мощность генератора $N_{\text{г нам}}$	1,5 МВт = 1 о.е.
Номинальное линейное напряжение статора генератора	690 В
Номинальное фазное напряжение статора генератора	398,4 В = 1 о.е.
Номинальная частота	50 Гц = 1 о.е.
Номинальная скорость вращения ротора генератора	1750 об/мин = 1,15 о.е.
Синхронная скорость вращения	1500 об/мин = 1 о.е.
Номинальное скольжение	–0,15
Количество пар полюсов	2
Сопротивление обмоток статора R_c	2,65 мОм = 0,0084 о.е.
Сопротивление обмоток ротора R_p	2,63 мОм = 0,0083 о.е.
Индуктивность рассеяния обмоток статора L_{lc}	0,1687 мГн = 0,167 о.е.
Индуктивность рассеяния обмоток ротора L_{lp}	0,1337 мГн = 0,1323 о.е.
Взаимная индуктивность обмоток статора и ротора L_m	5,4749 мГн = 5,419 о.е.

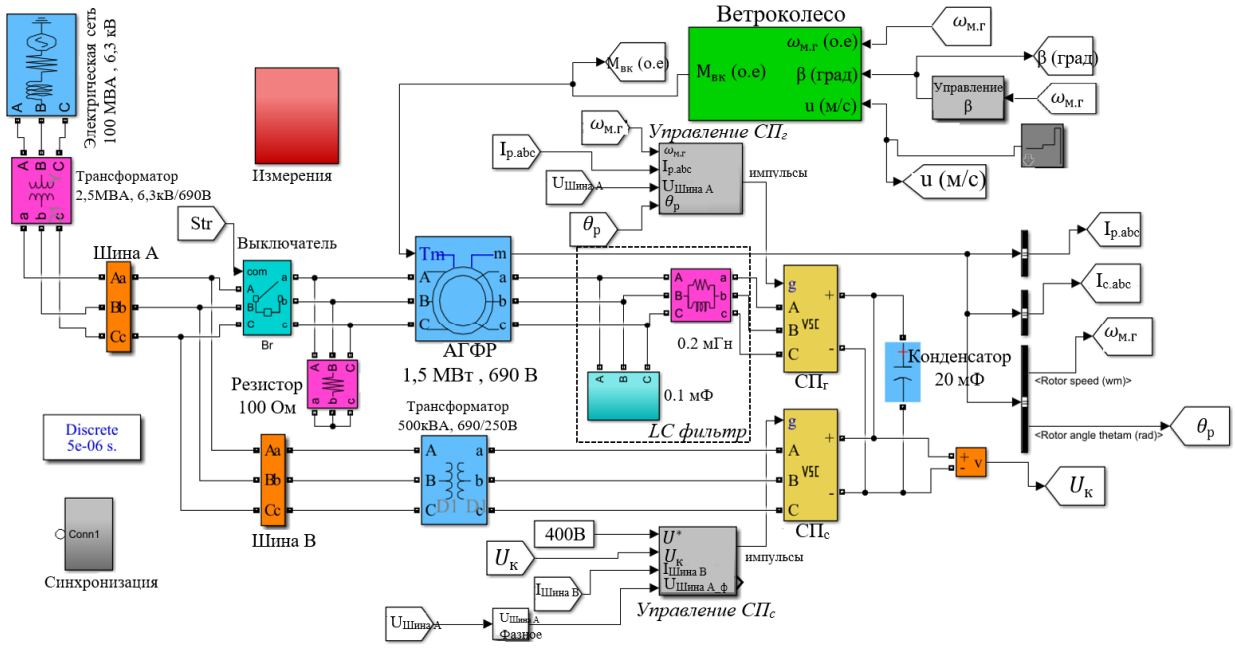


Рис. 2. Общая модель системы сетевой ВЭУ с АГДП в MATLAB Simulink
Fig. 2. The whole model of a grid-connected wind turbine with DFIG in MATLAB Simulink

Параметры статора генератора на блоке обозначаются прописными буквами (*A*, *B*, *C*), а параметры ротора генератора обозначаются строчными буквами (*a*, *b*, *c*). Генератор имеет входной параметр – механический момент на валу ротора генератора $M_{м\,г}$ (о.е), определённый из блока ВК, и выходные параметры: фазные токи ротора генератора – $I_{р\,abc}$, о.е., фазные токи статора генератора – $I_{с\,abc}$, о.е., $\omega_{м\,г}$, о.е., $M_{эм\,г}$, о.е., механический угол ротора генератора $\theta_р$, рад.

2. *Трансформатор* 2,5 МВА напряжением 6,3 кВ/690 В для подключения генератора к сети.

3. *Электрическая сеть* мощностью 100 МВА при напряжении 6,3 кВ.

. 4. *Трансформатор* 500 кВА напряжением 690 В/250 В, используемый для согласования напряжения статора генератора с напряжением ротора генератора.

5. *Выключатель* для синхронизации АГДП с сетью, добавленный для подключения статора генератора к сети после достижения синхронизации.

6. *Резисторы* с сопротивлениями 100 Ом; через них перед подключением статора генератора к сети осуществляется синхронизация индуцированного напряжения статора с напряжением сети.

7. *Ветроколесо ВК*. Механический момент ВК – $M_{вк}$, Н·м – определяется по формуле [9]

$$M_{вк} = \frac{N_{вк}}{\omega_{вк}} = \frac{\frac{1}{2}\rho F u^3 C_p(Z,\beta)}{\omega_{вк}} = \frac{K_p u^3 C_p(Z,\beta)}{\omega_{вк}}, \quad (2)$$

где $N_{вк}$ – механическая мощность ветроколеса, Вт; ρ – плотность воздуха, которая в среднем равна 1,2 кг/м^3; F – ометаемая площадь ветроколеса, м^2 , равная πR^2; R – длина лопасти, м; u – скорость ветра (осредненная по ометаемой площади ветроколеса), м/с; $C_р$ – коэффициент использования энергии ветра ветроколесом, зависящий от угла атаки β и быстроходности ветроколеса $Z = \frac{R\omega_{вк}}{u}$ (обычно $2 < Z < 13$); $\omega_{вк}$ – угловая частота вращения ветроколеса, рад/с; $K_р$ – постоянная величина, равная $\frac{1}{2}\rho F$.

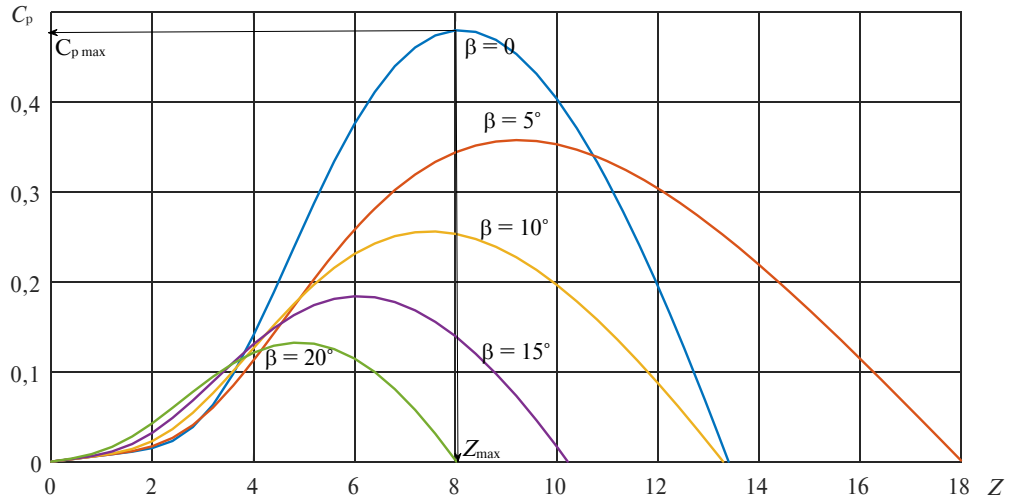


Рис. 3. Коэффициент мощности C_p при применении формулы (3)
Fig. 3. Power coefficient C_p in the application of formula (3)

$C_p(Z, \beta)$ в блоке ВК определяется по формуле [10]

$$C_p(z,\beta) = c_1\left(\frac{c_2}{\lambda_i} - c_3\beta - c_4\right)e^{-\frac{c_5}{\lambda_i}} + c_6 Z, \qquad (3)$$

$$\lambda_i = \frac{1}{\dfrac{1}{z+0{,}08\beta} - \dfrac{0{,}035}{\beta^3+1}},$$

$$c_1 = 0{,}5176,\quad c_2 = 116,\quad c_3 = 0{,}4,$$
$$c_4 = 5,\quad c_5 = 21 \text{ и } c_6 = 0{,}0068.$$

Коэффициент $C_p(Z, \beta)$ рассчитывается по уравнению (3) при различных значениях β (рис. 3). Для принятого ветроколеса $C_{p\,max} = 0{,}48$ при $Z_{max} = 8{,}1$ и $\beta = 0°$.

Входными параметрами для блока ВК являются скорость ветра u, м/с, угловая частота вращения ветроколеса $\omega_{ВК} = \omega_{м.г}$, о.е., угол атаки β, град, а на выходе – механический момент ВК $M_{ВК} = M_{м\,г}$ (о.е.).

В диалоговом окне блока ВК указываются последовательно следующие параметры:

номинальная механическая мощность ВК $N_{ВК\,ном}$ (в нашем случае $N_{ВК\,ном} = 1{,}5$ МВт = 1 о.е.);

номинальная мощность генератора $N_{г\,ном}$ (в нашем случае $N_{г\,ном} = 1{,}5$ МВт = 1 о.е.);

среднее значение скорости ветра, преобладающей в данном регионе, – $u_{ср}$ (в нашем случае $u_{ср} = u_{ном} = 13$ м/с);

максимальная мощность ВК при $u_{ср}$, о.е., $(K_{N_{вк}} \le 1)$ (в нашем случае $K_{N_{ВК}} = N_{ВК\,ном} = 1$ о.е.);

$\omega_{ВК}$ – угловая частота вращения ветроколеса, при котором достигается максимальная мощность ВК при $u_{ср}$ (в нашем случае $K_\omega = \omega_{ВК} = \omega_{м.г\,ном} = 1{,}15$ о.е.);

угол атаки β в градусах, используемый для определения характеристик ВК; β должен быть больше или равен нулю (в нашем случае β = 0°).

Характеристики ВК, использующего в модели сетевой ВЭУ с АГДП в MATLAB Simulink при β = 0° показаны на рис. 4. ВК при скорости ветра 13 м/с вырабатывает номинальную механическую мощность, равную 1,5 МВт.

8. *Силовые преобразователи* – $СП_с$ и $СП_г$. Обычно блок $СП_с$ или $СП_г$ состоит из шести силовых ключей, соединенных по схеме трехфазного моста. Тип силовых ключей и конфигурация СП выбраны в диалоговом окне блока. В нашем случае используется тип преобразователя напряжения с функцией переключения. Это значит, что силовые ключи заменяются двумя источниками напряжения: одним на стороне переменного тока и вторым на стороне постоянного тока. Подобный мост использует такие же импульсы включения, как для других мостов с силовыми электронными ключами [11]. Импульсы включения, подаваемые на вход блоков $СП_с$ и $СП_г$, принимаются от их подсистем управления.

9. *Конденсатор* между $СП_с$ и $СП_г$: В нашем случае, емкость конденсатора равна 20 мФ.

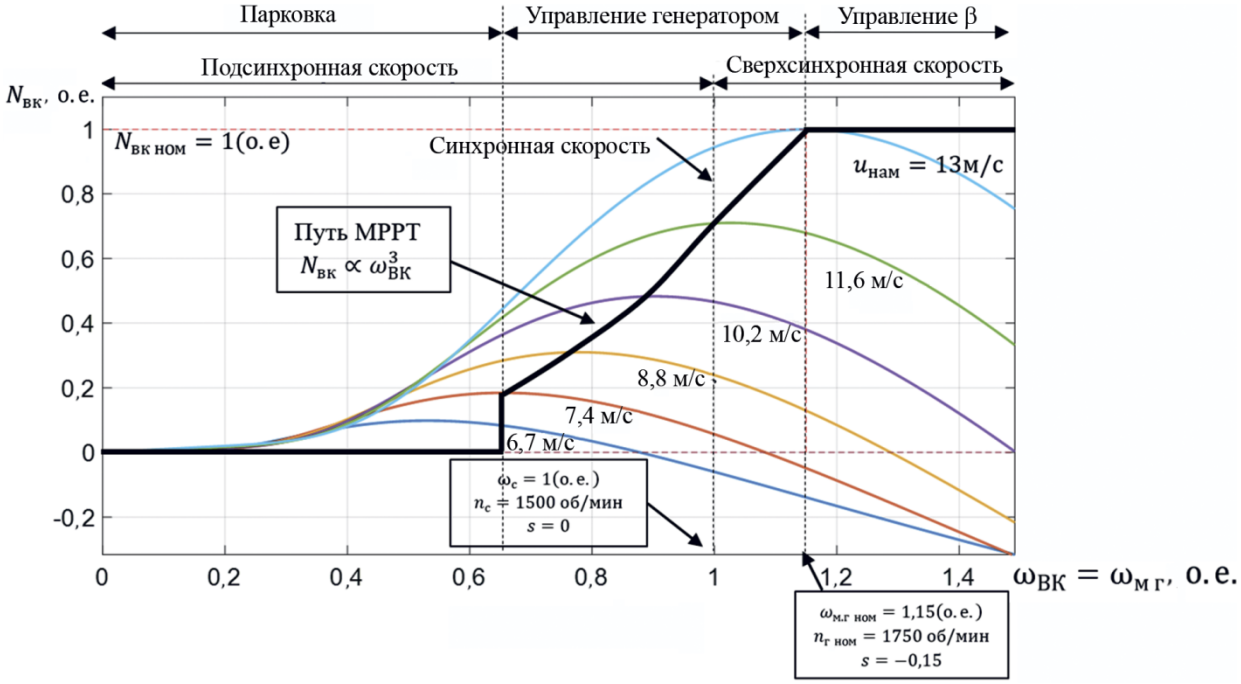


Рис. 4. Характеристики ВК при β = 0°
Fig. 4. Characteristics of wind wheel at β = 0°

10. *Гармонические фильтры*. Как хорошо известно, работа силовых преобразователей связана с генерацией высших гармоник. Для решения проблем, вызванных гармониками, в практических системах ВЭУ используются различные типы гармонических фильтров. *LC*-фильтр часто используется с $СП_г$ для уменьшения гармонического искажения тока и напряжения генератора, что приводит к уменьшению гармонических потерь в магнитном сердечнике обмотки генератора [7]. В нашем случае емкость конденсатора в *LC*-фильтре равна 0,1 мФ, а индуктивность – 0,2 мГн.

***Созданные блоки (подсистемы)*:**

1. *Подсистема управления положением лопастей* (углом β). Реализует управление углом поворота лопасти для достижения номинального значения выработки при увеличении скорости ветра выше номинальной [9]. Входными параметрами являются $\omega_{м\,г}$ (о.е) и номинальная механическая угловая частота вращения ротора генератора $\omega_{м\,г\,ном} = (1 - s)\omega_{м\,г}$, о.е. В нашем случае $s = -0{,}15$; тогда $\omega_{м\,г\,ном} = 0{,}15$ о.е. Выходным параметром является угол поворота лопасти β. Подсистема состоит из пропорционального регулятора (ПР) с ограничением уровня изменения положения лопастей. Блок становится активным и β начинает увеличиваться, когда мощность генератора начинает превышать номинальную мощность и, значит, $\omega_{м\,г} > \omega_{м\,г\,ном}$. Перед тем как начать работу АГДП, можно установить постоянный угол β = 0°. Принято β_{max} = 20°, а максимальная скорость изменения угла атаки составляет 4°/сек. Подсистема аэродинамического регулирования лопастей показана на рис. 5.

2. *Подсистема управления силовым преобразователем генератора*. В ветроэнергетических системах с АГДП статор генератора непосредственно подключен к сети, и его напряжение и частота могут считаться постоянными в нормальных условиях эксплуатации. Поэтому для АГДП удобно использовать ориентированное управление по вектору напряжения статора (stator voltage oriented control SVOC) [7]. Управление, ориентированное по вектору напряжения статора, осуществляется путем совмещения оси *d* синхронной системы отсчета с вектором напряжения статора (рис. 6). Соответственно амплитуды проекций напряжения статора на оси *d* и *q* определяются так:

$$U_{qc} = 0, \quad U_{dc} = U_c. \qquad (4)$$

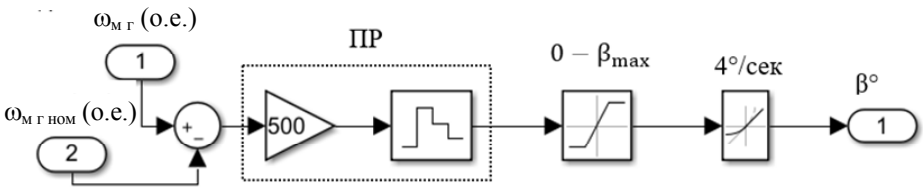


Рис. 5. Подсистема аэродинамического регулирования лопастей
Fig. 5. Subsystem of aerodynamic control for the blades

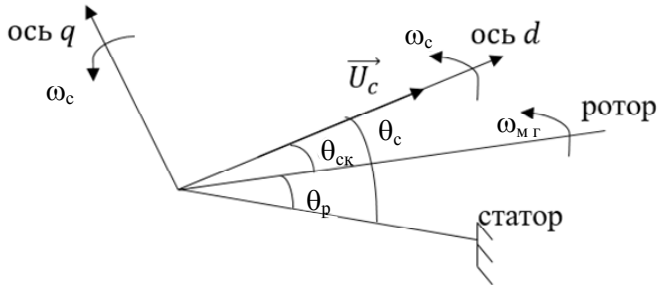


Рис. 6. Пространственно-векторная диаграмма АГДП
Fig. 6. Spatial vector diagram of DFIG

Угол между вектором напряжения статора и ротором – угол скольжения, определяемый по формуле

$$\theta_{ск} = \theta_с - \theta_р, \quad (5)$$

где $\theta_с$ – угол вектора напряжения статора; $\theta_р$ – угол положения ротор.

АГДП описывается системой уравнений в координатах *d-q* следующим образом [12]:

$$U_{qc} = R_c i_{qc} + \frac{d\psi_{qc}}{dt} + \omega_c \psi_{dc}; \quad (6)$$

$$U_{dc} = R_c i_{dc} + \frac{d\psi_{dc}}{dt} - \omega_c \psi_{qc}; \quad (7)$$

$$\psi_{qc} = \left(L_m + L_{lc}\right) i_{qc} + L_m i_{qp} = L_c i_{qc} + L_m i_{qp}; \quad (8)$$

$$\psi_{dc} = \left(L_m + L_{lc}\right) i_{dc} + L_m i_{dp} = \\ = L_c i_{dc} + L_m i_{dp}; \quad (9)$$

$$M_{эм\,г} = \psi_{dc} i_{qc} - \psi_{qc} i_{dc}; \quad (10)$$

$$Q_c = U_{qc} i_{dc} - U_{dc} i_{qc}, \quad (11)$$

где $U_{qc}, U_{dc}, i_{qc}, i_{dc}, \psi_{dc}, \psi_{qc}$ – проекции напряжения, тока и потокосцепления обмоток статора на оси *d* и *q*; L_c – собственная индуктивность обмоток статора; Q_c – реактивная мощность статора; ω_c – угловая синхронная частота вращения.

При $U_{qc} = 0$, пренебрегая сопротивлением обмотки статора $R_c = 0$, которое обычно очень мало для большого АГДП [7], получаем $\psi_{dc} = 0$. Таким образом, из уравнения (9) следует, что

$$i_{dp} = -\frac{L_m + L_{lc}}{L_m} i_{dc} = -\frac{L_c}{L_m} i_{dc}. \quad (12)$$

И из уравнений (7), (10), (12) получаем

$$M_{эм\,г} = -\psi_{qc} i_{dc} = -\frac{L_m}{L_c} U_{dc} i_{dp}. \quad (13)$$

Из приведенного уравнения следует, что электромагнитный момент генератора является функцией тока ротора и проекции напряжения статора на оси *d*.

При использовании опорного базисного электромагнитного момента генератора ($M^*_{эм\,г}$) опорный ток ротора на оси *d* определяется следующим образом:

$$i^*_{dp} = -\frac{L_c}{L_m} \frac{M^*_{эм\,г}}{U_{dc}}. \quad (14)$$

Опорный электромагнитный момент генератора ($M^*_{эм\,г}$) определяется с помощью отслеживания максимальной точки мощности (MPPT). На рис. 4 показана линия движения MPPT, которая учитывает пропорциональ-

ность мощности ВЭУ третьей степени частоты вращения ветроколеса [13]:

$$N_{\text{ВК}} \sim \omega_{\text{ВК}}^3. \quad (15)$$

Тогда

$$M_{\text{ВК}} \sim \omega_{\text{ВК}}^2. \quad (16)$$

В нашем случае $M_{\text{эм г}} = M_{\text{ВК}}$ в устойчивом состоянии и $\omega_{\text{м г}} = \omega_{\text{ВК}}$. Поэтому можно принять, что $M_{\text{эм г}} \sim \omega_{\text{м г}}^2$. Таким образом, опорный электромагнитный момент генератора $M^*_{\text{эм г}}$, о.е, можно определить так [7]:

$$M^*_{\text{эм г}} = A\omega_{\text{м г}}^2 - B - C\omega_{\text{м г}}, \quad (17)$$

где A определяется параметрами, указанными в диалоговом окне ВК (в рассматриваемом случае $A = 0{,}7$), а B и C – коэффициенты потери ($B = C = 0{,}01$).

Из уравнения (11) следует, что

$$i_{qc} = -\frac{Q_c}{U_{dc}}, \quad (18)$$

а из уравнений (18), (8), (7)

$$-U_{dc} = -\frac{L_c Q_c}{U_{dc}} + L_m i_{qp}. \quad (19)$$

Таким образом, опорная проекция тока ротора на ось q определяется так:

$$i^*_{qp} = -\frac{U_{dc}}{L_m} + \frac{L_c}{L_m}\frac{Q_c}{U_{dc}}. \quad (20)$$

Уравнения (20), (14) показывают, что при заданном напряжении статора электромагнитный момент $M_{\text{эм г}}$, активная мощность $N_{\text{с}}$ и реактивная мощность $Q_{\text{с}}$ статора управляются составляющими тока ротора по осям d, q. Таким образом, в ориентированном управлении по вектору напряжения статора параметры $M_{\text{эм г}}$, $N_{\text{с}}$ и $Q_{\text{с}}$ регулируются силовым преобразователем генератора.

Для заданной реактивной мощности статора $Q_{\text{с}} = 0$ i^*_{qp} рассчитывается с помощью уравнения (20); i^*_{qp} и i^*_{dp} сравниваются с фактическими значениями, а погрешности учитываются в ПИ-регуляторах. Выходы ПИ-регуляторов (U^*_{qp}, U^*_{dp}) служат опорной информацией для проекции напряжения ротора на оси d, q, которые преобразованы в опорные напряжения трех фаз ротора – $(U^*_{ap}, U^*_{bp}, U^*_{cp})$. Последние формируются с помощью широтно-импульсной модуляции (ШИМ) и создают импульсы для СП$_{\text{г}}$.

Подсистема управления силовым преобразователем генератора с использованием ориентированного управления по вектору напряжения статора показана на рис. 7. Входными параметрами являются $I_{\text{р}.abc}$, о.е, $\omega_{\text{м г}}$, о.е, $U_{\text{Шина А}}$, В и $\theta_{\text{р}}$, рад, выходными – импульсы для СП$_{\text{г}}$.

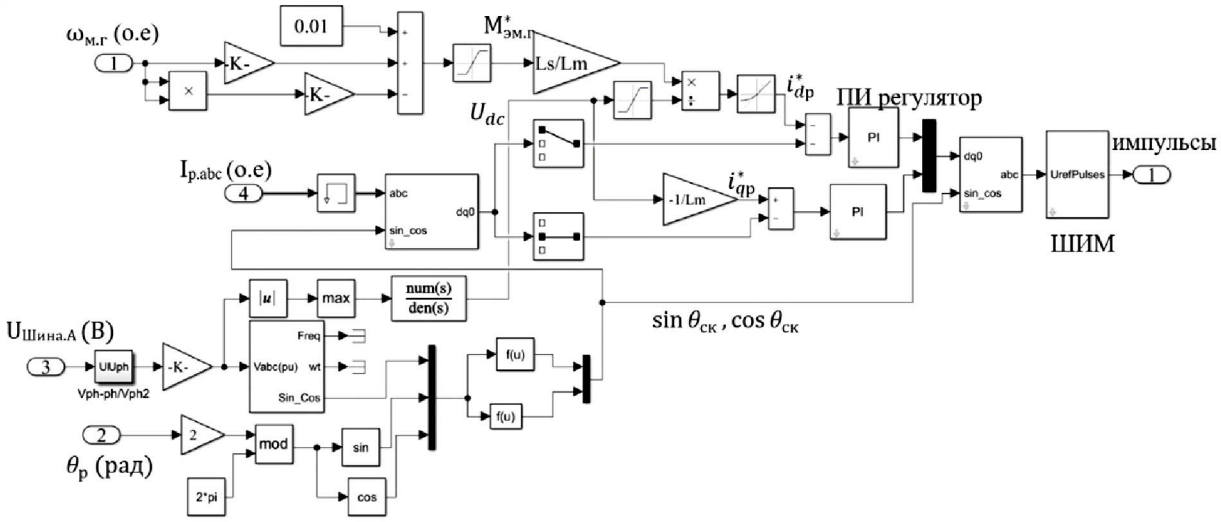


Рис. 7. Подсистема управления силовым преобразователем генератора
Fig. 7. Subsystem of generator power converter control

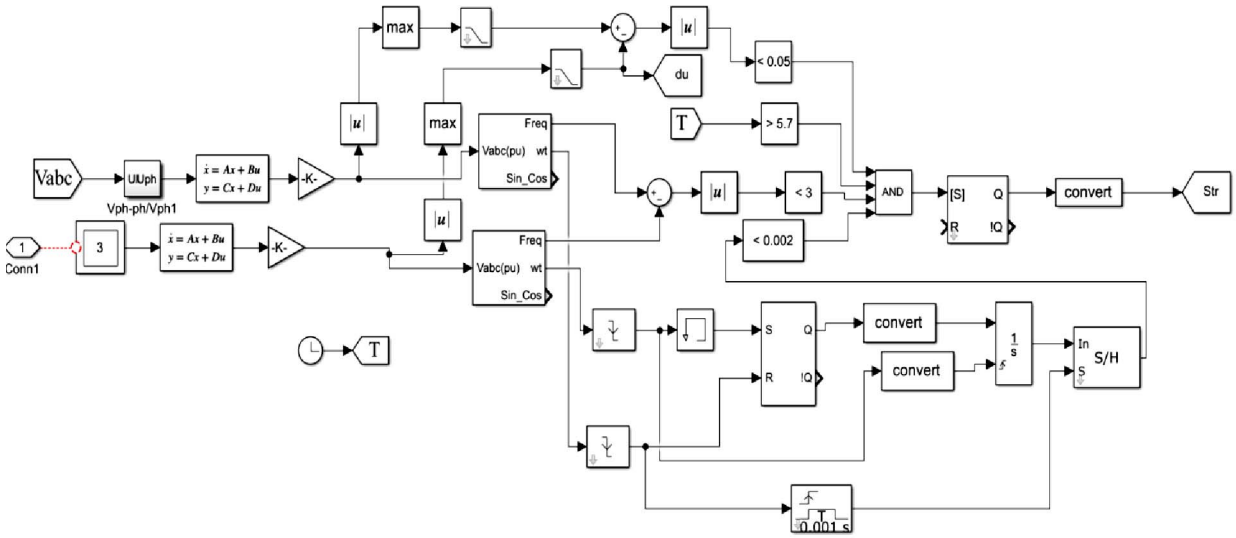


Рис. 8. Подсистема синхронизации АГДП с сетью
Fig. 8. The subsystem of DFIG synchronization to the grid

3. *Подсистема синхронизации АГДП с сетью*. Для синхронизации добавлен выключатель, подключающий статор генератора к сети. Перед подключением статора к сети осуществляется синхронизация индуцированного напряжения статора с напряжением сети. Индуцированное напряжение через резисторы 100 Ом, подключенные к статору, представляется напряжением статора. Выключатель включается когда напряжение в сети и индуцированное напряжение статора будут близки по амплитуде, частоте и фазе. Принято, что разность напряжений должна быть не более 10 В, разность частот – не более 3 Гц; при малой разности фаз рассматриваемых напряжений выдается разрешение на включение выключателя [14]. Видно (рис. 12), что выключатель замыкается в момент $t = 6$ сек. Подсистема синхронизации АГДП с сетью показана на рис. 8. Входными параметрами являются напряжение статора и напряжение сети фазы А, выходным – стартовый сигнал выключателя.

4. *Подсистема управления силовым преобразователем сети*. Силовой преобразователь сети ориентированно управляется по вектору напряжения сети (voltage oriented control VOC) [15]. Управление СП$_с$ осуществляется путем поддержания постоянного напряжения на конденсаторе при изменении количества вырабатываемой мощности. Схема подсистемы управления СП$_с$ изображена на рис. 9. Фактическое напряжение на конденсаторе $U_к$ сравнивается с опорной информацией о постоянном напряжении $U_k^* = 400$ В. Погрешность, получаемая в результате сравнения, поступает в ПИД-регулятор напряжения. Выход ПИД-регулятора напряжения служит опорной составляющей для тока сети по оси d ($I^*_{сеть\,d}$), согласованной с пространственным вектором напряжения сети, а опорная составляющая тока сети на ось q равняется нулю ($I^*_{сеть\,q}$). Угол пространственного вектора напряжения сети, а также $I^*_{сеть\,d}$ и $I^*_{сеть\,q}$ преобразуются в опорное трехфазное значение тока сети $I^*_{сеть}$. которое сравнивается с фактическим значением тока сети $I_{сеть}$; получаемая погрешность поступает в трехфазный регулятор тока, выход которого формируется с помощью ШИМ; создаются импульсы для СП$_с$. Входными параметрами подсистемы управления СП$_с$ являются: $U_{сеть}$, В; $U_к$, В; U_k^*, В; $I_{сеть}$, А; выходными параметрами – импульсы для СП$_с$.

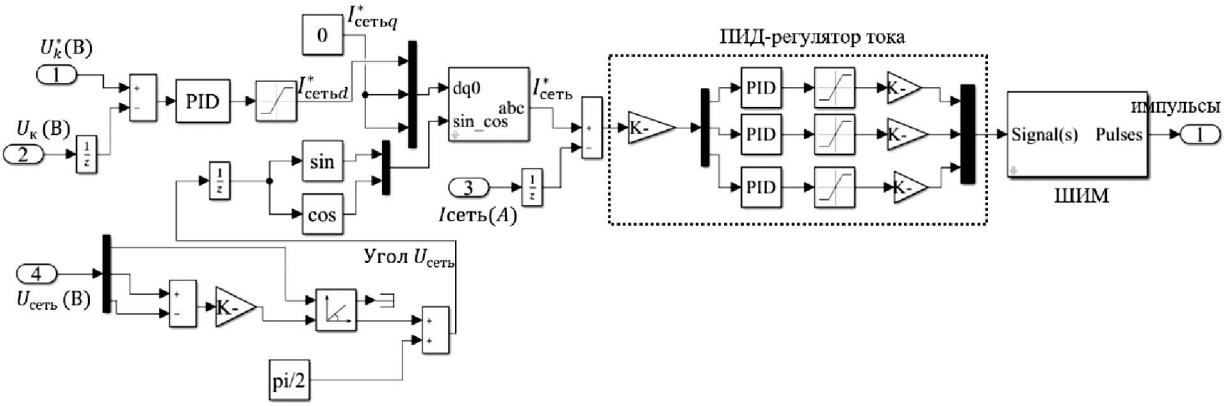


Рис. 9. Подсистема управления силовым преобразователем сети
Fig. 9. Subsystem of grid power Converter control

Результаты моделирования и их обсуждение

В начале моделирования переключатель выключается, скорость ветра равна 11,6 м/с (скорость ветра, при которой генератор вращается с синхронной скоростью), ВК вращается и обеспечивает механический момент. Силовой преобразователь в цепи ротора активизируется. Напряжение постоянного тока регулируется с помощью $СП_с$ и фиксируется на значении 400 В. $СП_г$ обеспечивает ток возбуждения АГДП. В статоре генератора возбуждается трехфазное сбалансированное напряжение, которое использовано для синхронизации с сетью. Опорный механический момент АГДП равняется нулю, и тогда мощность, произведенная или полученная сетью, также равняется нулю.

Во время ускорения вращения ротора генератора, оба напряжения и частота статора регулируются путём $СП_г$. Синхронизация достигается в случае, когда напряжение статора, частота и углы сдвига фаз совпадают с такими же параметрами, что и у сети. При достижении условий синхронизации переключатель включается (при t = 6 сек) и АГДП соединяется с сетью. Как только АГДП подключен к сети, опорный механический момент увеличивается от нуля до значения, генерируемого алгоритмом MPPT в соответствии с выбранной скоростью ветра. Можно отметить следующие пункты при моделировании режимов работы ВЭУ:

1. При скорости ветра 11,6 м/с (рис. 10) и в соответствии с алгоритмом MPPT угловая частота вращения генератора достигает синхронной частоты при t = 18 сек ($\omega_{м\,г}$ = = $\omega_с$ = 1 о.е.) (рис. 11). Таким образом, мощность ротора генератора ($N_р$ = 0) и мощность статора генератора в этом случае равняются общей мощности, подаваемой в сеть ($N_с = N_{сеть} \cong$ 1 МВт) (рис. 12). Такой режим представляет собой синхронный режим работы АГДП.

2. При номинальной скорости ветра 13 м/с (рис. 10) и в соответствии с алгоритмом MPPT угловая частота вращения генератора равняется номинальной при t = 30 сек ($\omega_{м\,г} = \omega_{м\,г\,ном}$ = 1,15 о.е.) (рис. 11). Таким образом, мощность ротора генератора $N_р \cong$ 200 кВт (отрицательное значение на рисунке означает, что мощность подается в сеть) и мощность, подаваемая в сеть, в этом случае равняется сумме мощности статора и ротора генератора ($N_{сеть} = N_с + N_р$ = 1,5 МВт) (см. рис. 12). Такой режим – сверхсинхронный режим работы АГДП.

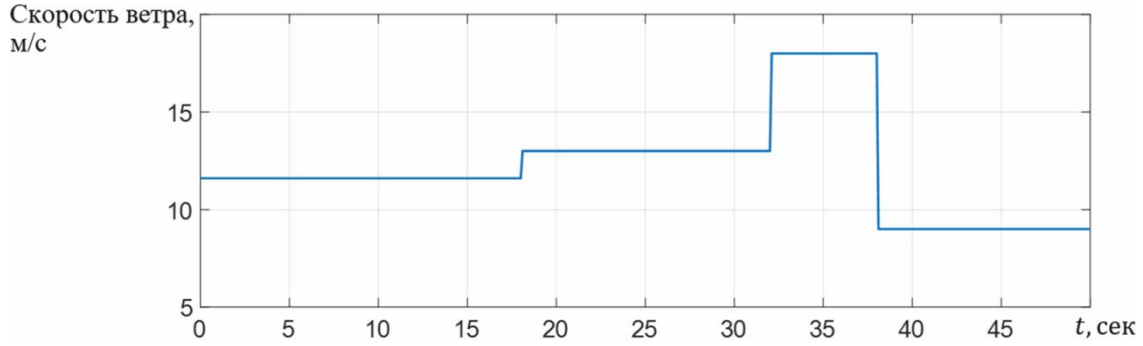


Рис. 10. Скорость ветра
Fig. 10. Wind speed

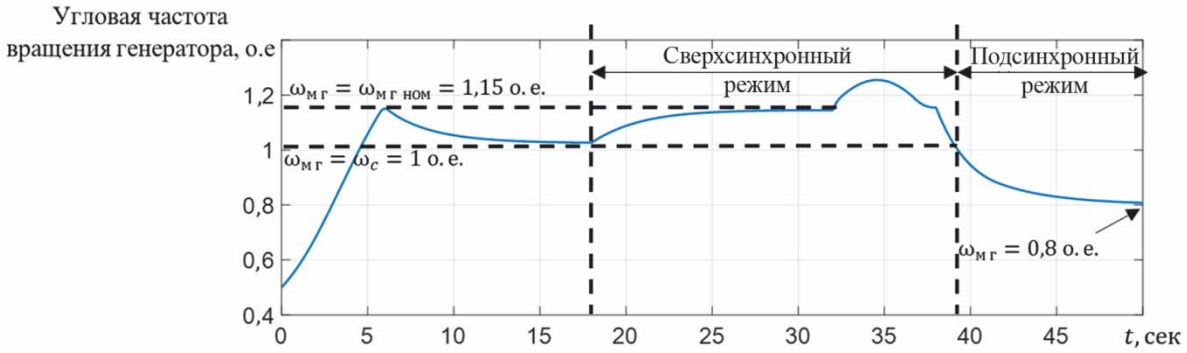


Рис. 11. Угловая частота вращения генератора
Fig. 11. The angular rotation speed of the generator

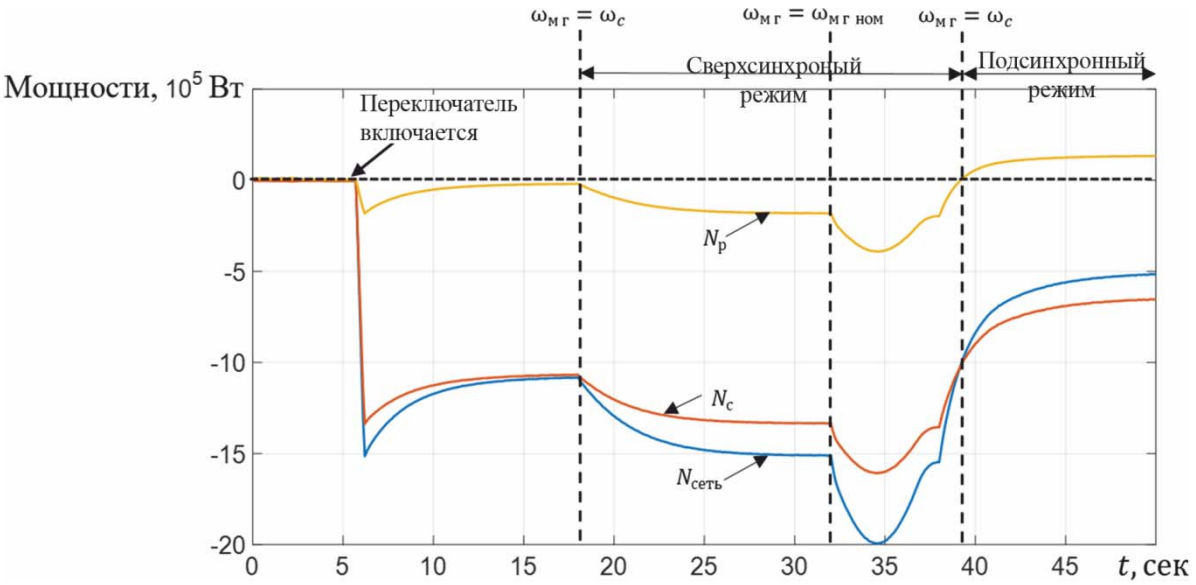


Рис. 12. Мощность статора, ротора генератора и сети
Fig. 12. Stator, rotor and grid powers

Мощность статора, ротора генератора и сети при изменении скорости ветра и угловой частоты вращения генератора

Stator, rotor and grid powers when changing the wind speed and the angular rotation speed of the generator

Скорость ветра (м/с)	Угловая частота вращения генератора $\omega_{м\,г}$, о.е.	Скольжение s	Мощность статора генератора $N_с$		Мощность ротора генератора $N_р$		Мощность сети $N_{сеть}$	
			кВт	о.е.	кВт	о.е.	кВт	о.е.
13	1,15	–0,15	1300	0,87	200	0,13	1500	1
11,6	1	0	1000	0,67	0	0	1000	0,67
10,2	0,9	0,1	824	0,55	–84	–0,056	740	0,49
9	0,8	0,2	630	0,42	–130	–0,086	500	0,33
7,4	0.67	0,33	435	0,289	–155	–0,103	280	0,186

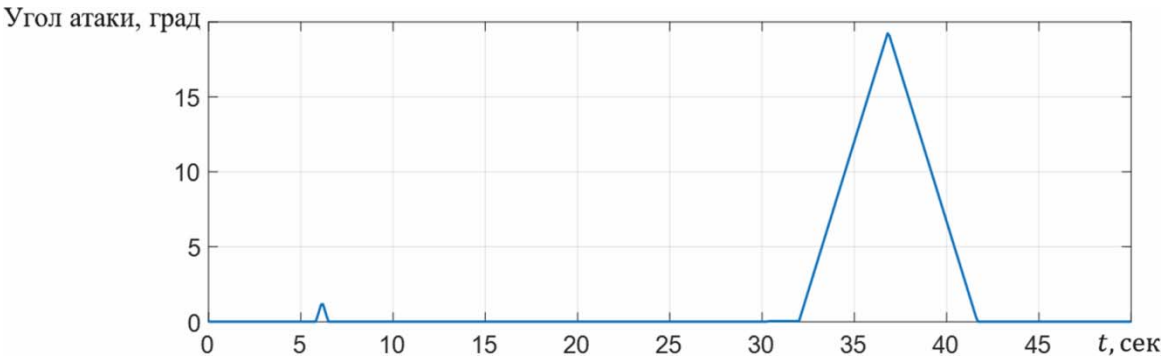


Рис. 13. Угол атаки

Fig. 13. Pitch angle

3. При скорости ветра 9 м/с (см. рис. 10) и в соответствии с алгоритмом MPPT угловая частота вращения генератора меньше, чем синхронная при t = 50 сек ($\omega_{м\,г}$ = 0,8 о.е. < $\omega_с$) (см. рис. 11). Таким образом, мощность ротора генератора $N_р \cong 130$ кВт (положительное значение на рисунке означает, что мощность принимается от сети), и мощность, подаваемая в сеть, в этом случае равняется разности мощности статора генератора и мощности ротора ($N_{сеть}$ = = $N_с - N_р$ = 0,5 МВт) (см. рис. 12). Такой режим – подсинхронный режим работы АГДП.

4. Потоки мощности, представленные в таблице, показывают, что мощности ротора и статора изменяются при изменении скольжения от подсинхронного режима работы до сверхсинхронного. В процессе изменения скорости ветра угловая частота вращения генератора должна изменяться, чтобы отслеживать максимальные точки мощности (MPPT). Таким образом, скольжение s соотнесено со скоростью ветра. В рассмотренном случае скольжение, равное –0,15, происходит при номинальной скорости ветра (13 м/с). В процессе падения скорости ветра скольжение должно увеличиться; в нашем случае оно имеет максимальное значение, равное 0,33. Таким образом, рассмотренная ВЭУ с АГДП позволяет регулировать частоту вращения $\omega_{м\,г}$ от 0,67 до 1,15 о.е. и эффективно преобразовывать энергию ветра.

5. При скорости ветра выше номинального значения (18 м/с) в момент t = 32 сек (см. рис. 10) происходит резкое увеличение мощности сверх номинального значения. Однако за счет включения системы управления положением лопастей (углом β) происходит регулирование угла атаки в диапазоне от 0 до 19 градусов (рис. 13).

6. Во всех случаях и режимах работы реактивная мощность сети равняется почти нулю (рис. 14), напряжение постоянного тока управляется с помощью $СП_с$ и фиксируется на значении 400 В (рис. 15).

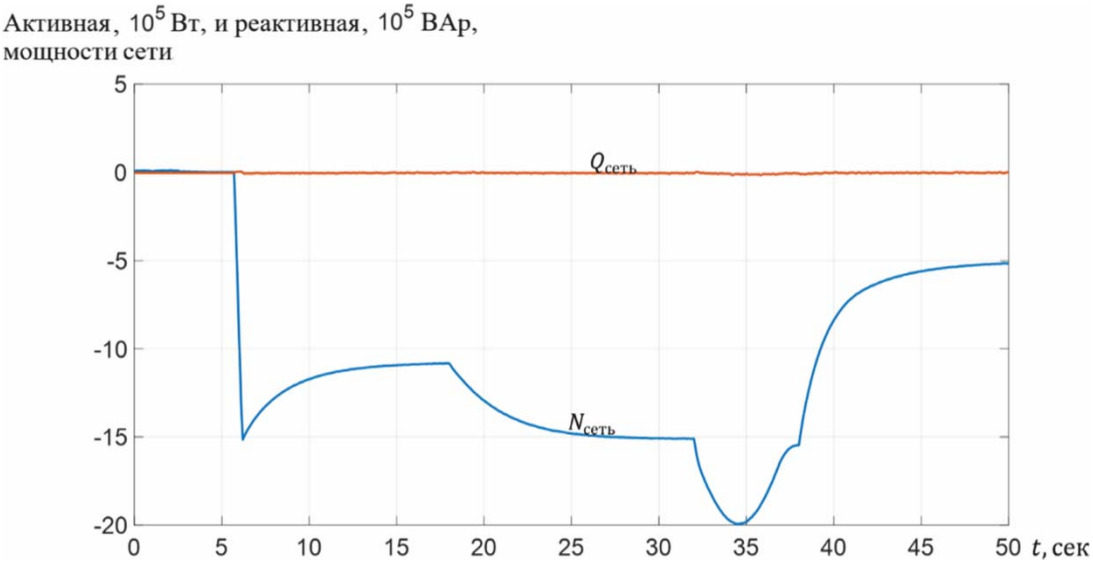


Рис. 14. Активная и реактивная мощности сети
Fig. 14. Active and reactive grid power

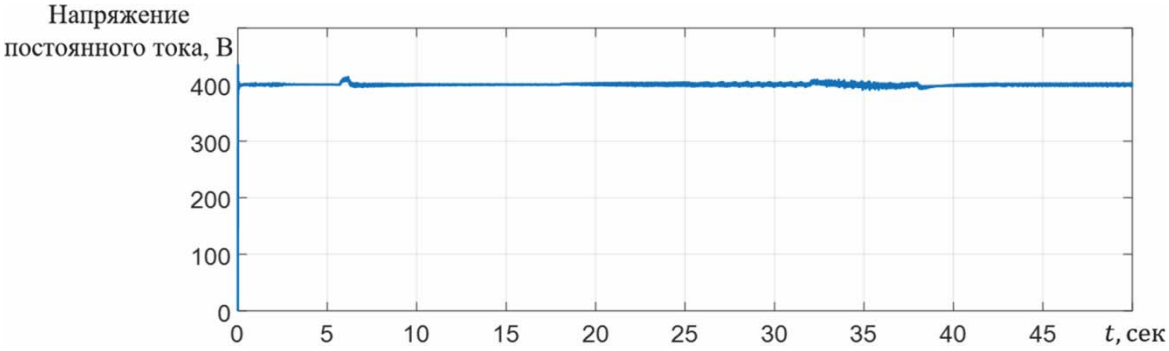


Рис. 15. Напряжение постоянного тока
Fig. 15. DC link voltage

Заключение

В работе исследованы принципы и режимы работы сетевой ВЭУ с асинхронным генератором двойного питания. Проведено имитационное моделирование сетевой ВЭУ с АГДП в среде MATLAB Simulink и исследованы сверхсинхронный и подсинхронный режимы ее работы при изменении скорости ветра. Для этого были разработаны модели (подсистемы) всех элементов системы с помощью готовых и дополнительно созданных подсистем. Использовано ориентированное управление по вектору напряжения статора для управления силовым преобразователем генератора и ориентированное управление по вектору напряжения сети для управления силовым преобразователем сети. Компьютерное моделирование позволяет исследовать стационарные и динамические характеристики сетевой ВЭУ с АГДП. Результаты исследований показали, что при изменении скольжения от подсинхронного режима (+0,33) до сверхсинхронного режима (–0,15) рассмотренная ВЭУ с АГДП позволяет регулировать частоту вращения $\omega_{мг}$ от 0,67 до 1,15 о.е. и эффективно преобразовывать энергию ветра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Елистратов В.В.** Современное состояние и тренды развития ВИЭ в мире // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». 2017. № 01-03(213-215). С. 84–100.

2. International Renewable Energy Agency (IRENA) [Электронный ресурс] // URL: http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_Renewable_Energy_Statistics_2017.pdf (дата обращения: 01.02.2018).

3. **Rekioua D.** Wind Power Electric Systems: Modeling, Simulation and Control. Springer-Verlag London. 2014. 202 p.

4. **Елистратов В.В.** Возобновляемая энергетика. 3-е изд., доп. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. 424 с.

5. **Beainy A., Maatouk C., Moubayed N., Kaddah F.** Comparison of different types of generator for wind energy conversion system topologies // 3rd International Conference on Renewable Energies for Developing Countries (REDEC), Zouk Mosbeh. 2016. P. 1–6.

6. **Котов А.А., Неустроев Н.И.** Применение генератора двойного питания для ветроэнергетических установок малой, средней и большой мощности // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2017. Т. 17. № 4. С. 80–89.

7. **Wu B., Lang Y., Zargari N., Kouro S.** Power Conversion and Control of Wind Energy Systems. Wiley-IEEE Press, 2011. 480 p.

8. **Рамадан А., Денисов Р.С.** Моделирование автономных энергокомплексов на основе ВИЭ для изолированных потребителей в среде MATLAB Simulink // Вестник аграрной науки Дона. 2017. Т. 3. № 39. С. 11–20.

9. **Рамадан А., Елистратов В.В.** Компьютерное моделирование сетевой ветроэнергетической установки с асинхронным генератором // Электричество. 2017. № 12. С. 4–11.

10. **Bakouri A., Abbou A., Mahmoudi H., Elyaalaoui K.** Direct torque control of a doubly fed induction generator of wind turbine for maximum power extraction // International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC). Ouarzazate, 2014. P. 334–339.

11. **Singh M., Muljadi E., Jonkman J., Gevorgian V., Girsang I., Dhupia J.** Simulation for wind turbine generator–With FAST and MATLAB/simulink modules // National Renewable Energy Laboratory (NREL). 2014. 137 p.

12. **Ben Amar A., Belkacem S., Mahni T.** Direct torque control of a doubly fed induction generator // International Journal of Energetica (IJECA), ALGERA. 2017. Vol. 2. № 1. P. 11–14.

13. **Yateendra M., Mishra S., Fangxing L., Zhao Y.D., Ramesh C.B.** Small-Signal Stability Analysis of a DFIG-Based Wind Power System Under Different Modes of Operation // IEEE Transactions on energy conversion. 2009. Vol. 24, № 4. P. 972–982.

14. **Sadara W., Neammanee B.** Implementation of a Three Phase Grid Synchronization for Doubly-fed Induction Generators in Wind Energy System // International Conference on Electrical Engineering/Electronics Computer Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON). 2010. P. 1016–1020.

15. **Fletcher J., Yang J.** Introduction to doubly-fed induction generator for wind power applications // In: Paths to Sustainable Energy. USA. NY. New York:InTech. 2010. P. 259–278.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РАМАДАН Амер – *аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: eng_amer@live.com

ЕЛИСТРАТОВ Виктор Васильевич – *доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: elistratov@cef.spbstu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 22.05.2018

REFERENCES

[1] **Elistratov V.V.** Sovremennoye sostoyaniye i trendy razvitiya VIE v mire. *Mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal «Alternativnaya energetika i ekologiya»*. 2017. № 01-03(213-215). S. 84–100. (rus.)

[2] International Renewable Energy Agency (IRENA) [Elektronnyy resurs]. *URL: http://www.irena.org/DocumentDownloads/Publications/IRENA_Renewable_Energy_Statistics_2017.pdf* (data obrashcheniya: 01.02.2018).

[3] **Rekioua D.** Wind Power Electric Systems: Modeling, Simulation and Control. Springer-Verlag. London. 2014. 202 p.

[4] **Elistratov V.V.** Vozobnovlyayemaya energetika. 3-ye izd., dop. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016. 424 s. (rus.)

[5] **Beainy A., Maatouk C., Moubayed N., Kaddah F.** Comparison of different types of generator for wind energy conversion system topologies. *3rd International Conference on Renewable Energies for Developing Countries (REDEC)*, Zouk Mosbeh. 2016. P. 1–6.

[6] **Kotov A.A., Neustroyev N.I.** Primeneniye generatora dvoynogo pitaniya dlya vetroenergeticheskikh ustanovok maloy, sredney i bolshoy moshchnosti. *Vestnik YuUrGU. Seriya «Energetika»*. 2017. T. 17. № 4. S. 80–89. (rus.)

[7] **Wu B., Lang Y., Zargari N., Kouro S.** Power Conversion and Control of Wind Energy Systems. Wiley-IEEE Press. 2011. 480 p.

[8] **Ramadan A., Denisov R.S.** Modelirovaniye avtonomnykh energokompleksov na osnove VIE dlya izolirovannykh potrebiteley v srede MATLAB Simulink. *Vestnik agrarnoy nauki Dona*. 2017. T. 3. № 39. S. 11–20. (rus.)

[9] **Ramadan A., Yelistratov V.V.** Kompyuternoye modelirovaniye setevoy vetroenergeticheskoy ustanovki s asinkhronnym generatorom. *Elektrichestvo*. 2017. № 12. S. 4–11. (rus.)

[10]**Bakouri A., Abbou A., Mahmoudi H., Elyaalaoui K.** Direct torque control of a doubly fed induction generator of wind turbine for maximum power extraction. *International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, Ouarzazate, 2014. P. 334–339.

[11] **Singh M., Muljadi E., Jonkman J., Gevorgian V., Girsang I., Dhupia J.** Simulation for wind turbine generator–With FAST and MATLAB/simulink modules. *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*. 2014. 137 p.

[12] **Ben Amar A., Belkacem S., Mahni T.** Direct torque control of a doubly fed induction generator. *International Journal of Energetica (IJECA),* ALGERA. 2017. Vol. 2. № 1. P. 11–14.

[13] **Yateendra M., Mishra S., Fangxing L., Zhao Y.D., Ramesh C.B.** Small-Signal Stability Analysis of a DFIG-Based Wind Power System Under Different Modes of Operation. *IEEE Transactions on energy conversion*. 2009. Vol. 24, № 4. P. 972–982.

[14] **Sadara W., Neammanee B.** Implementation of a Three Phase Grid Synchronization for Doubly-fed Induction Generators in Wind Energy System. *International Conference on Electrical Engineering/Electronics Computer Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON)*. 2010. P. 1016–1020.

[15] **Fletcher J., Yang J.** Introduction to doubly-fed induction generator for wind power applications. *In: Paths to Sustainable Energy*. USA. NY. New York: InTech. 2010. P. 259–278.

THE AUTHORS

RAMADAN Amer – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: eng_amer@live.com
ELISTRATOV Viktor V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: elistratov@cef.spbstu.ru

Received: 22.05.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240303
УДК 621.9

Е.Л. Шабуров[1], А.В. Федюхин[2], В.А. Ипполитов[2]

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
2 – Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

РАСЧЕТ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДЫХ БЫТОВЫХ ОТХОДОВ

В работе на основании действующих нормативных документов выполнена оценка экологической карты Ленинградской области. Установлено, что доля обработанных и утилизированных отходов не превышает 5–10 % от общего количества материалов, что свидетельствует о низкой степени переработки твердых бытовых отходов (ТБО). Показано, что использование ТБО как топлива для выработки тепловой и электрической энергии экономит традиционные виды топлива (уголь, газ, мазут) и способствует снижению выбросов парниковых газов в атмосферу. Наиболее перспективным методом термической утилизации является газификация отходов. Выполнено моделирование в среде Aspen Plus установки газификации. Суммарный КПД такой установки по выработке тепловой и электрической энергии составляет 70,5 %.

Ключевые слова: твердые бытовые отходы, переработка отходов, газификация, выработка тепловой и электрической энергии, Aspen Plus.

Ссылка при цитировании:
Е.Л. Шабуров, А.В. Федюхин, В.А. Ипполитов. Расчет режимных параметров установки газификации ТБО // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 38–44. DOI: 10.18721/JEST.240303.

E.L. Shaburov[1], A.V. Fedyukhin[2], V.A. Ippolitov[2]

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
2 – National research university «Moscow power engineering institute», Moscow, Russia

CALCULATION OF OPERATING MODES FOR MUNICIPAL SOLID WASTE GASIFICATION UNIT

In this study we have assessed the ecological map of the Leningrad Oblast' and reviewed the existing normative documents. It is shown, that the ratio of processed wastes does not exceed 5–10 % of the total material amount, which is a low degree of municipal solid waste (MSW) recycling. We have established that using MSW as a fuel for thermal and electrical energy production helps save traditional fuel types, as well as reduces greenhouse gas emission. We have found that waste gasification is the most perspective method for thermal utilization. Aspens Plus software was used to perform gasification unit parameter modeling. The total efficiency of thermal and electrical energy production was 70,5 %.

Keywords: gasification, municipal solid waste, waste processing, production of thermal and electrical energy, Aspen Plus.

Citation:
E.L. Shaburov, A.V. Fedyukhin, V.A. Ippolitov, Calculation of operating modes for MSW gasification unit, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 38–44, DOI: 10.18721/JEST.240303.

Введение

Ежегодно количество накапливаемых отходов производственного и бытового сектора растет, в то время как эффективные способы их переработки еще не нашли повсеместного применения. Всего же в стране каждый год образуется около 7 млрд т твердых бытовых отходов (ТБО), однако вторичной переработке подвергается лишь небольшая часть. Основную долю отходов подвергают захоронению, выбрасывают на несанкционированные свалки или сжигают, хотя они содержат значительное количество вторичных энергетических ресурсов, которые можно как эффективно перерабатывать, так и повторно использовать в народном хозяйстве. На территории РФ накоплено около 80–100 млрд тонн только твердых отходов (бытовые отходы, изношенные шины, шлаки металлургических производств, отходы обогатительных фабрик и др.). Существующий уровень переработки отходов в России очень низкий, к примеру: переработка ТБО составляет 5–10 %, изношенных шин – 5–7 %, металлолома – 20–30 %, строительных отходов – 10–35 %. Все непереработанные отходы отправляются на многочисленные свалки и полигоны страны. Только для захоронения ТБО ежегодно отчуждается около сотни гектаров земель, пригодных для проживания людей и ведения сельского хозяйства [1–5].

Цель данной работы – на примере Ленинградской области проанализировать энергетическую эффективность использования твердых бытовых отходов для выработки тепловой и электрической энергии.

Расчетное исследование

Оценка экологической карты Ленинградской области. В Российской Федерации разрабатываются территориальные схемы обращения с различными отходами, в том числе с твердыми коммунальными. В Ленинградской области с 2016 года действует приказ № 7 управления Ленинградской области по организации и контролю деятельности по обращению с отходами. На данный момент для Ленинградской области целевые показатели по обезвреживанию, утилизации и размещению отходов не закреплены на законодательном уровне. Согласно приложениям 3 и 10 к Приказу от 17 ноября 2016 года ежегодно в Санкт-Петербурге образуется 1070 тыс. т отходов, в то время как в остальной части Ленинградской области эти цифры составляют 495 тыс. т.

В приложении 12 этого же приказа показан баланс количественных характеристик образования, обработки, утилизации, обезвреживания, размещения твердых коммунальных отходов. В табл. 1 и 2 представлены эти величины.

Согласно данным табл. 1 и 2 доля обработанных и утилизированных отходов не превышает 5–10 % от общего количества материала, что свидетельствует о низкой степени переработки ТБО. По этой причине поиск решений по эффективной утилизации отходов является одной из ключевых экологических задач в Ленинградской области.

Выбор приоритетного способа переработки ТБО. Существует большое количество методов по переработке отходов; зачастую их делят на две основные группы: нетермические и термические. К нетермическим методам относят захоронение, компостирование и вторичную переработку отходов. Под термическими методами понимается высокотемпературное воздействие на ТБО (горение, пиролиз, газификация), при этом всегда жидкая фаза – физическая вода – испаряется, а твердая фаза – неорганическая субстанция – претерпевает структурные превращения: дегидратацию, диссоциацию, полиморфизацию, плавление, испарение.

Таблица 1

Баланс количественных характеристик образования, обработки, утилизации, обезвреживания, размещения твердых коммунальных отходов

Table 1

Balance of quantitative characteristics of formation, processing, utilization, detoxication and disposing of municipal solid wastes

Виды отходов	Количество образовавшихся отходов, т/год	Количество обработанных отходов, т/год	Количество утилизированных отходов, т/год	Количество обезвреженных отходов, т/год	Количество размещенных отходов, т/год
Отходы из жилищ несортированные (исключая крупногабаритные)	391064,329	71246,155	7124,616	0,000	383939,714
Отходы из жилищ крупногабаритные	28456,314	5531,356	553,136	0,000	27903,178
Мусор от офисных и бытовых помещений организаций несортированный (исключая крупногабаритный)	26585,151	4810,234	481,023	259,735	25844,393
Смет и прочие отходы от уборки территории предприятий, организаций	19781,896	1318,148	9282,316	0,000	10499,580
Прочие ТБО	29514,512	2114,277	326,250	1,795	29186,467
ВСЕГО	495402,201	85020,170	17441,091	261,530	477699,580/ 1547699,580*

Таблица 2

Баланс количественных характеристик образования, обработки, утилизации, обезвреживания, размещения твердых коммунальных отходов и подобных им отходов по классам опасности

Table 2

Balance of quantitative characteristics of formation, processing, utilization, detoxication and disposing of municipal solid wastes and analogues according to hazard class

Виды отходов	Класс опасности	Количество образовавшихся отходов, т/год	Количество обработанных отходов, т/год	Количество утилизированных отходов, т/год	Количество обезвреженных отходов, т/год	Количество размещенных отходов, т/год
Твердые коммунальные отходы и подобные им отходы	IV	445881,663	77786,494	8489,575	259,735	437132,352
	V	49520,538	7233,676	8951,516	1,795	40567,228
ВСЕГО		495402,201	85020,170	17441,091	261,530	477699,580/ 1547699,580*

* Размещенных твердых коммунальных отходов Ленинградской области/всего размещенных с учетом отходов, поступивших из других субъектов РФ (г. Санкт-Петербург).

На сегодняшний день сжигание отходов – один из наиболее распространённых методов их утилизации. Низшая теплота сгорания рабочей массы отходов Ленинградской области составляет в среднем 7500–8000 кДж/кг, влажность – около 30–40 %, зольность – 25–30 % [6]. Использование ТБО как топлива для выработки тепловой и электрической энергии в противовес их захоронению экономит традиционные виды топлива (уголь, газ, мазут) и способствует снижению выбросов парниковых газов в атмосферу. При этом наиболее перспективным методом термической утилизации является газификация отходов. Газификация органического сырья – это способ превращения твердого или жидкого топлива в горючие газы путем неполного окисления воздухом (кислородом, водяным паром) при высокой температуре с возможным применением катализаторов и подогревом извне, что необходимо для протекания автотермического либо неавтотермического процессов.

Исследуемая проблематика актуальна для всех крупных и средних населенных пунктов. В этом отношении страны Европы имеют более богатый опыт, чем Российская Федерация; к примеру, в Эстонии активная работа по экологически обоснованному обращению с отходами ведется с 2010 года. Применяемое законодательство в данной сфере действует на региональном и федеральном уровнях. Основной его принцип, который относится ко всем производственным объектам в стране, – предотвращение загрязнения окружающей среды. Это предполагает экологический мониторинг, оценку негативного воздействия на окружающую среду, контроль за вредными выбросами, включение затрат на обращение с отходами в себестоимость и пр. Обращено внимание на повторное использование отходов, подготовку к использованию вторичных материалов, переработку вторичных материалов, получение энергии из отходов [7]. В то же время технология газификации ТБО находит все более широкое применение для установок малой мощности. В Португалии успешно эксплуатируются установки производительностью до 100 кг/ч при поддержании температуры 750–850 °С в псевдоожиженном слое [8–10]. Укрупненно такая система состоит из узла подготовки сырья, реактора, блока охлаждения и очистки газа.

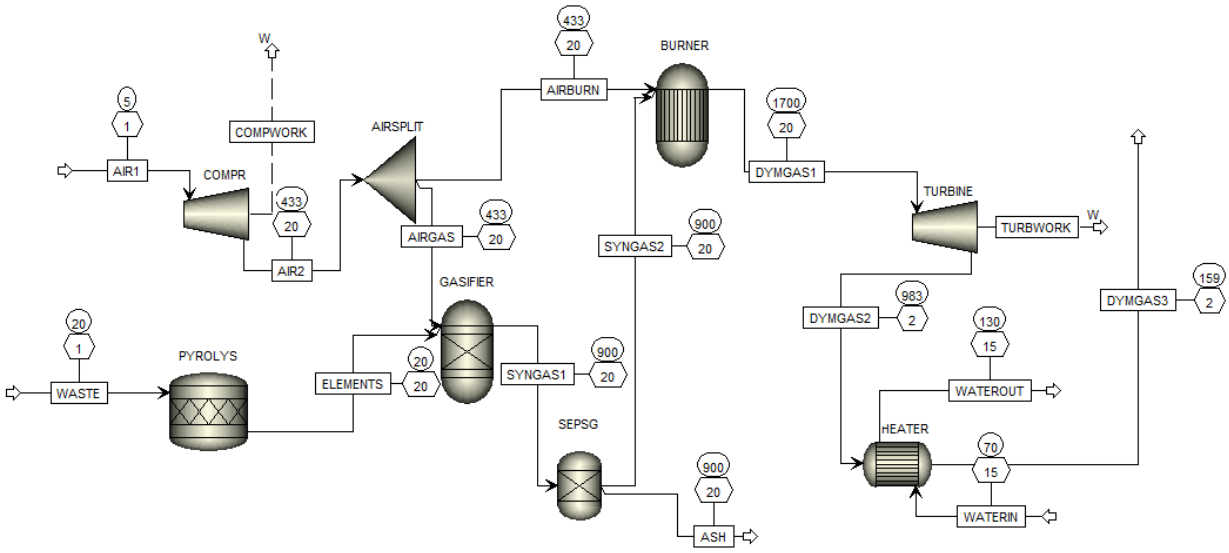
Результаты и обсуждения

Моделирование процесса газификации ТБО. Для оценки теоретического потенциала продуктов газификации ТБО было выполнено моделирование в среде Aspen Plus. Данный программный продукт – один из основных инструментов, применяемых для решения подобных задач в российской и мировой науке [11–13].

На рисунке представлена смоделированная в среде Aspen Plus схема газификации ТБО. Она включает в себя непосредственно блок термической конверсии твердого топлива с разделением технологических зон на пиролиз и газификацию, воздушный компрессор, камеру сгорания получаемого синтез-газа, газовую турбину, котел-утилизатор и сепараторы.

На основании нормативов для учебных заведений[1] объем производимых в СПбПУ ТБО составляет 270 м^3/мес. По предварительным расчетам такого количества отходов достаточно для выработки 12–15 кВт электрической энергии. Однако существующий типоразмер как отечественных, так и зарубежных газификаторов, а также генерирующих установок (ГТУ, ГПУ) предполагает использование оборудования с единичной мощностью не менее 60 кВт [14]. Поэтому в данной работе проводится моделирование газификации ТБО для установки с генерируемой электрической мощностью 100 кВт (за вычетом мощности приводов нагнетательного оборудования ГТУ). Предполагается, что при реализации данного проекта установка может использовать в качестве сырья не только отходы университета, но и бытового сектора близлежащего городского квартала. Морфологический и элементный состав исходного топлива принят согласно [15].

[1] 15. Постановление правительства Москвы № 9-ПП от 15.01.2008 г. Об утверждении норм накопления твердых бытовых отходов и крупногабаритного мусора.



Установка газификации ТБО в среде Aspen Plus
MSW gasification unit in Aspen Plus environment

Основными энергетическими показателями работы установки являются выработки электрической и тепловой энергии. За показатели электрической энергии на схеме отвечают потоки TURBWORK и COMPWORK. Причем полезная выработка определяется разницей между механическими мощностями турбины и компрессорного оборудования. По результатам расчета полезная мощность установки составила 102 кВт.

Для сетевого подогревателя (HEATER) характерен нагрев сетевой воды в количестве 2,5 т/ч в пиковом режиме от 70 до 130 °С. Температура выбрасываемых в атмосферу дымовых газов при этом составляет 159 °С. Тогда расчетная тепловая мощность сетевого подогревателя равняется 203 кВт при расчетной поверхности 0,7 м^2 и среднем температурном нагреве 337 °С. Основные расчетные энергетические показатели установки газификации ТБО следующие:

Электрическая мощность ГТУ	102 кВт
Число часов использования номинальной мощности в году	7500 ч
Годовая выработка электроэнергии ..	765 000 кВт·ч/год
Тепловая мощность сетевого подогревателя	203 кВт
Расход ТБО (при теплоте сгорания на сухую массу 15,58 МДж/кг)	100 кг/ч
Электрический КПД установки	23,6 %
Тепловой КПД установки	46,9 %
Суммарный КПД установки	70,5 %

Таким образом, суммарный КПД по выработке тепловой и электрической энергии составляет 70,5 %. Эта величина сопоставима с показателями энергетических установок, работающих на альтернативном местном твердом топливе (древесина, торф и пр.). Однако явными преимуществами настоящего решения можно считать использование топлива с нулевой или «отрицательной» стоимостью, а также улучшение экологической ситуации в городе.

Заключение

В работе проанализирована энергетическая эффективность использования твердых бытовых отходов для выработки тепловой и электрической энергии. В результате можно сформулировать следующие основные выводы:

существующий уровень переработки отходов в России очень низкий: переработка ТБО составляет 5–10 %, изношенных шин – 5–7 %, металлолома – 20–30 %, строительных отходов – 10–35 %;

объем производимых ТБО в СПбПУ – 270 м^3/мес. По предварительным расчетам такого количества отходов достаточно для выработки 12–15 кВт электрической энергии;

расчетный КПД по выработке тепловой и электрической энергии для установки газификации ТБО в цикле с ГТУ и котлом-утилизатором составляет 70,5 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бернадинер И.М., Степанова Т.А., Хорева П.В., Чевычелов Д.Д., Николаев Д.А., Бернадинер М.Н.** Выбор оптимальных направлений переработки и обезвреживания осадков сточных вод // Экология и промышленность России. 2012. №6. С. 44-45. URL: https://doi.org/10.18412/1816-0395-2012-6-44-45

2. **Бернадинер И.М., Степанова Т.А., Ключников А.Д., Чевычелов Д.Д., Хорева П.В., Николаев Д.А., Тумановский В.А., Бернадинер М.Н.** Термические методы обезвреживания осадков сточных вод // Экология и промышленность России. 2012. №7. С. 4–7. URL: https://doi.org/10.18412/1816-0395-2012-7-4-7

3. **Bukova M., Bondal A., Skvortsova O., Nikonova O., Kholodiakov A., Guseva I., Makarova T., Mirschel W.** Reclamation of the illegal dump for sustainable development the environment in Sverdlovo of Leningrad Oblast', Russia // MATEC Web of Conferences. 2016, № 73. P. 146–148.

4. **Orlova T., Melnichuk A., Klimenko K., Vitvitskaya V., Popovych V., Dunaieva I., Terleev V., Nikonorov A., Togo I., Volkova Y., Mirschel W., Garmanov V.** Reclamation of landfills and dumps of municipal solid waste in a energy efficient waste management system: Methodology and practice // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2017. № 90(1). P. 012110.

5. **Maslikov V., Chusov A., Zhazhkov V., Vasilyeva O.** MSW Landfills Reclamation Based on Monitoring of Biogas Emissions // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2018. № 692. P. 908–914.

6. Комплексная переработка твердых бытовых отходов – наиболее передовая технология: Сборник трудов / Под ред. Я.Б. Данилевича, Е.Г. Семина. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001.

7. **Карпенко Н.И., Ярмаковский В.Н., Школьник Я.Ш.** Состояние и перспективы использования продуктов переработки техногенных образований в строительной индустрии // Экология и промышленность России. 2012. № 10. С. 50–54.

8. **Couto N.D., Silva V.B., Rouboa A.** Thermodynamic Evaluation of Portuguese municipal solid waste gasification // Journal of Cleaner Production. 2016. № 139. P. 622–635.

9. **Silva V., Rouboa A.** Combining a 2-D multiphase CFD model with a response surface methodology to optimize the gasification of Portuguese biomasses // Energy Conv. Manag. 2015. № 99. P. 28–40.

10. **Silva V., Monteiro E., Couto N., Brito P., Rouboa A.** Analysis of syngas quality from Portuguese biomasses: an experimental and numerical study // Energy Fuel. 2014. № 28. P. 5766–5777.

11. **Ramzan N., Ashraf A., Naveed S., Malik A.** Simulation of hybrid biomass gasification using Aspen plus: A comparative performance analysis for food, municipal solid and poultry waste // Biomass and Bioenergy. 2011. № 35. P. 3962–3969.

12. **Fedyukhin A.V., Sultanguzin I.A., Gyul'maliev A.M., Sergeev V.V.** Biomass Pyrolysis and Gasification Comprehensive Modeling for Effective Power Generation at Combined Cycle Power Plant // Eurasian Chemico-Technological Journal. 2017. № 19(3). P. 245–253.

13. **François J., Abdelouahed L., Mauviel G., Feidt M., Rogaume C., Mirgaux O., Patisson F., Dufour A.** Estimation of the energy efficiency of a wood gasification CHP plant using Aspen Plus // Chemical engineering transactions. 2012. №29. P. 769–774.

14. Официальный сайт компании ООО «Интерреммаш» [Электронный ресурс]. URL: http://www.adaptika.ru/

15. **Ильиных Г.В.** Использование результатов определения морфологического состава твердых бытовых отходов для обоснования системы обращения с отходами // Вестник ПНИПУ. Урбанистика. 2012. № 1. С. 35–42.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ШАБУРОВ Евгений Леонидович – *директор департамента административно-хозяйственных служб Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: aes@spbstu.ru

ФЕДЮХИН Александр Валерьевич – *кандидат технических наук старший преподаватель Национального исследовательского университета «МЭИ»*
E-mail: FedyukhinAV@yandex.ru

ИППОЛИТОВ Владимир Андреевич – *кандидат технических наук доцент Национального исследовательского университета «МЭИ»*
E-mail: iva_48@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.06.2018

REFERENCES

[1] **Bernadiner I.M., Stepanova T.A., Khoreva P.V., Chevychelov D.D., Nikolayev D.A., Bernadiner M.N.** Vybor optimalnykh napravleniy pererabotki i obezvrezhivaniya osadkov stochnykh vod [Selection of Optimal Trends of Processing and Neutralization of Sewage Sediments]. *Ekologiya i promyshlennost Rossii*. 2012. № 6. S. 44–45. URL: https://doi.org/10.18412/1816-0395-2012-6-44-45. (rus.)

[2] **Bernadiner I.M., Stepanova T.A., Klyuchnikov A.D., Chevychelov D.D., Khoreva P.V., Nikolayev D.A., Tumanovskiy V.A., Bernadiner M.N.** Termicheskiye metody obezvrezhivaniya osadkov stochnykh vod [Thermal Methods of Sewage Sludge Neutralization]. *Ekologiya i promyshlennost Rossii*. 2012. № 7. S. 4–7. URL: https://doi.org/10.18412/1816-0395-2012-7-4-7. (rus.)

[3] **Bukova M., Bondal A., Skvortsova O., Nikonova O., Kholodiakov A., Guseva I., Makarova T., Mirschel W.** Reclamation of the illegal dump for sustainable development the environment in Sverdlovo of Leningrad Oblast', Russia. *MATEC Web of Conferences*. 2016, № 73. S. 146–148. (rus.)

[4] **Orlova T., Melnichuk A., Klimenko K., Vitvitskaya V., Popovych V., Dunaieva I., Terleev V., Nikonorov A., Togo I., Volkova Y., Mirschel W., Garmanov V.** Reclamation of landfills and dumps of municipal solid waste in a energy efficient waste management system: Methodology and practice. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2017. № 90(1). S. 012110. (rus.)

[5] **Maslikov V., Chusov A., Zhazhkov V., Vasilyeva O.** MSW Landfills Reclamation Based on Monitoring of Biogas Emissions. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2018. № 692. P. 908–914. (rus.)

[6] Kompleksnaya pererabotka tverdykh bytovykh otkhodov – naiboleye peredovaya tekhnologiya: Sbornik trudov [Complex processing of municipal solid wastes] / Pod red. Ya.B. Danilevicha, Ye.G. Semina. SPb.: Izd-vo SPbGTU, 2001. (rus.)

[7] **Karpenko N.I., Yarmakovskiy V.N., Shkolnik Ya.Sh.** Sostoyaniye i perspektivy ispolzovaniya produktov pererabotki tekhnogennykh obrazovaniy v stroitelnoy industrii [Prospects of application of technogenic formations' derivate in building industry] // Ekologiya i promyshlennost Rossii. 2012. № 10. S. 50–54. (rus.)

[8] **Couto N.D., Silva V.B., Rouboa A.** Thermodynamic Evaluation of Portuguese municipal solid waste gasification // Journal of Cleaner Production. 2016. № 139. P. 622–635.

[9] **Silva V., Rouboa A.** Combining a 2-D multiphase CFD model with a response surface methodology to optimize the gasification of Portuguese bio-masses. // Energy Conv. Manag. 2015. № 99. P. 28–40.

[10] **Silva V., Monteiro E., Couto N., Brito P., Rouboa A.** Analysis of syngas quality from Portuguese biomasses: an experimental and numerical study. *Energy Fuel*. 2014. № 28. P. 5766–5777.

[11] **Ramzan N., Ashraf A., Naveed S., Malik A.** Simulation of hybrid bio-mass gasification using Aspen plus: A comparative performance analysis for food, municipal solid and poultry waste. *Biomass and Bioenergy*. 2011. № 35. P. 3962–3969.

[12] **Fedyukhin A.V., Sultanguzin I.A., Gyul'maliev A.M., Sergeev V.V.** Biomass Pyrolysis and Gasification Comprehensive Modeling for Effective Power Generation at Combined Cycle Power Plant. *Eurasian Chemico-Technological Journal*. 2017. № 19(3). P. 245–253.

[13] **François J., Abdelouahed L., Mauviel G., Feidt M., Rogaume C., Mirgaux O., Patisson F., Dufour A.** Estimation of the energy efficiency of a wood gasification CHP plant using Aspen Plus. *Chemical engineering transactions*. 2012. № 29. P. 769–774.

[14] Ofitsialnyy sayt kompanii OOO «Interremmash» [Elektronnyy resurs]. URL: http://www.adaptika.ru/ (rus.)

[15] **Ilinykh G.V.** Ispolzovaniye rezultatov opredeleniya morfologicheskogo sostava tverdykh bytovykh otkhodov dlya obosnovaniya sistemy obrashcheniya s otkhodami [Usage of data on morfological composition of municipal solid waste for feasibility of waste management system]. *Vestnik PNIPU. Urbanistika*. 2012. № 1. S. 35–42. (rus.)

THE AUTHORS

SHABUROV Evgenii L. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: aes@spbstu.ru
FEDYUKHIN Aleksandr V. – *National research university «Moscow power engineering institute»*
E-mail: FedyukhinAV@yandex.ru
IPPOLITOV Vladimir A. – *National research university «Moscow power engineering institute»*
E-mail: iva_48@mail.ru

Received: 04.06.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240304
УДК 621.175.3

В.В. Савченко[1], С.В. Еранкин[2], С.В. Скулкин[1]

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
2 – АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева», Санкт-Петербург, Россия

РЕКОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ ТЕХВОДОСНАБЖЕНИЯ ИРИКЛИНСКОЙ ГРЭС

В статье рассмотрены варианты реконструкции действующей системы технического водоснабжения Ириклинской ГРЭС со строительством группы гидроохладителей. С 2015 года действует постановление Правительства Российской Федерации об ежегодном увеличении платы за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности. Для эффективного расходования денежных средств предприятия принято решение о реконструкции с целью увеличения объема повторно используемой воды. Предложен вариант рационального размещения водозаборных сооружений и гидроохладителей. Приведены результаты тепловых расчетов совместной работы системы техводоснабжения и энергоблоков. На основании проведенного технико-экономического сравнения выбран наиболее эффективный вариант реконструкции.

Ключевые слова: система технического водоснабжения, реконструкция, башенные градирни, вентиляторные градирни, повторное использование воды.

Ссылка при цитировании:
В.В. Савченко, С.В. Еранкин, С.В. Скулкин. Реконструкция системы техводоснабжения Ириклинской ГРЭС // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 45–55. DOI: 10.18721/JEST.240304.

V.V. Savchenko[1], S.V. Erankin[2], S.V. Skulkin[1]

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
2 – «B.E. Vedeneev VNIIG», JSC, St. Petersburg, Russia

RECONSTRUCTION OF THE SYSTEM OF TECHNICAL WATER SUPPLY OF IRIKLINSKAYA SDPP

The paper reviews the options of reconstruction of the operating system of technical water supply of Iriklinskaya GRES with the construction of a group of cooling towers. The Decree of the Government of the Russian Federation on the annual increase in a payment for use of water objects that are in federal ownership entered into force in 2015. In order to effectively spend the enterprise's money, a decision of reconstruction has been made, with the purpose of increasing the volume of recycled water. The option for rational placement of water intake constructions and cooling towers has been offered. We have presented the results of thermal calculations for joint operation of the system of technical water supply and power units. The most effective reconstruction option has been chosen based on technical and economic comparison.

Keywords: system of technical water supply, reconstruction, natural draft cooling towers, mechanical cooling tower, water reuse.

Citation:
V.V. Savchenko, S.V. Erankin, S.V. Skulkin, Reconstruction of the system of technical water supply of Iriklinskaya SDPP, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 45–55, DOI: 10.18721/JEST.240304.

Введение

Большинство крупных государственных районных электростанций (ГРЭС), эксплуатируемых в настоящее время на территории Российской Федерации, используют прямоточную систему охлаждения оборудования, при этом потребляя значительное количество воды из природных источников [1–3].

Согласно Постановлению Правительства РФ № 1509 «О ставках платы за пользование водными объектами» [4] начиная с 2015 года предусмотрена ежегодная индексация ставок в сторону увеличения. В среднем рост платы за водопользование составит 15 % в год, что приведет к значительному росту расходов по статье водопользование. Такая перспектива делает актуальным вопрос реализации мероприятий по сокращению затрат за пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности.

Один из основных способов решения этой проблемы – увеличение повторного использования воды до 40–50 % за счет направления нагретой воды из отводящего канала в подводящий через линию рециркуляции (обводной канал). Дальнейшее увеличение доли рециркуляции приведет к значительному росту температур охлаждающей воды, поэтому для подержания рабочего уровня температур потребуется включение в систему дополнительных гидроохладителей – градирен [5–14]. При заявленном росте цен за водопотребление реализация таких вариантов может стать финансово выгодной: экономический эффект будет получен за счет снижения платы за пользование водными объектами.

После выхода вышеупомянутого Постановления Правительства РФ руководство Ириклинской ГРЭС (ИГРЭС) проявило заинтересованность в увеличении объема повторно используемой воды в системе рециркуляции за счет строительства башенных или вентиляторных градирен.

Целью работы является выбор наиболее эффективного варианта реконструкции системы технического водоснабжения (СТВС) ИГРЭС на основе технико-экономического сравнения разрабатываемых вариантов.

Существующая система техводоснабжения

Ириклинская ГРЭС располагается на северо-востоке Оренбургской области в пределах Новоорского административного района, на левобережье Ириклинского водохранилища (рис. 1).

Рис. 1. Вид Ириклинской ГРЭС с высоты птичьего полета
Fig. 1. Iriklinskaya GRES

Первая очередь введена в эксплуатацию в 1975 году, вторая – в 1979-м.

На ИГРЭС установлено 8 энергоблоков с паровыми конденсационными турбинами типа К-300-240. Суммарная установленная электрическая мощность составляет $\Sigma N_{уст}$ = = 8×300 = 2400 МВт.

Система техводоснабжения ИГРЭС является комбинированной (прямоточно-оборотная) и состоит из следующих сооружений: береговых насосных станций (БНС) первого и второго подъемов, промежуточного бьефа, напорных и сбросных водоводов, отводящего и обводного каналов, регулирующего сооружения № 1, Ириклинского водохранилища.

Через БНС-1 происходит забор воды из водохранилища. Далее через подводящий канал (промежуточный бьеф) вода поступает к БНС-2, которая перекачивает ее к конденсаторам паровых турбин. Часть воды до конденсаторов отводится на охлаждение и работу вспомогательного оборудования (теплообменники, эжекторы и пр.). Затем отработавшая вода от вспомогательного оборудования поступает в сбросные водоводы после конденсаторов и охлаждает нагретую воду за счет разбавления. После конденсаторов турбин вода поступает к отводящему каналу и далее сбрасывается в водохранилище.

В зимний период эксплуатации часть нагретой воды уходит через шандорный колодец (ШК) на входной участок обводного канала, закрывая до 50 % от общего водопотребления. Таким образом, оборотная составляющая водоснабжения по обводному каналу возвращается самотеком в подводящий канал и далее на всос насосов БНС-2. Регулирующее сооружение № 1, расположенное на выходном участке обводного канала, представляет собой сегментный затвор, который предназначен для регулирования расходов воды в канале.

На основе предоставленных станцией данных была проанализирована работа ИГРЭС (табл. 1) и выполнен тепловой расчет ее базового режима работы. Укрупненная балансовая схема водных потоков представлена на рис. 2.

Таблица 1

Расчетный режим работы ИГРЭС

Table 1

Design mode of the Iriklinskaya GRES

Наименование показателя, ед. измерения	Значение показателя		
	В зимний период (ноябрь – май)	В летний период (июнь – октябрь)	За год
Продолжительность периода, τ, час	5088	3672	8760
Количество энергоблоков в работе (среднее за 2013-15 гг.)	5	5	5
Средняя конд. мощность одного блока, $N_{конд}$, МВт (по данным за 2013-15 гг.)	230,5	242,2	–
Выработка э/энергии всеми энергоблоками, $\Sigma Э_{конд} = \Sigma(N_{конд} \cdot \tau)$	–	–	10 311 000
То же в среднем за 2013-15 гг.	–	–	10 670 000
Условный расход условного топлива, $b_{выр}$, кВтч/год	–	–	330,7
Расход охлаждающей воды на один блок, $W_{бл}$, м³/ч	36 671	40 628	–
В том числе:			
на вспом. оборудование, $W_{всп}$, м³/ч	5115	5115	–
на конденсатор	31 556	35 513	–
Суммарный расход воды на энергоблоки, $\Sigma W_{бл}$, м³/ч	183 355	203 140	–
Средняя за 2013-15 гг. температура воды из водохранилища, $t_{вхр}$, °С	3,0–11,6	11,6–19,9	–

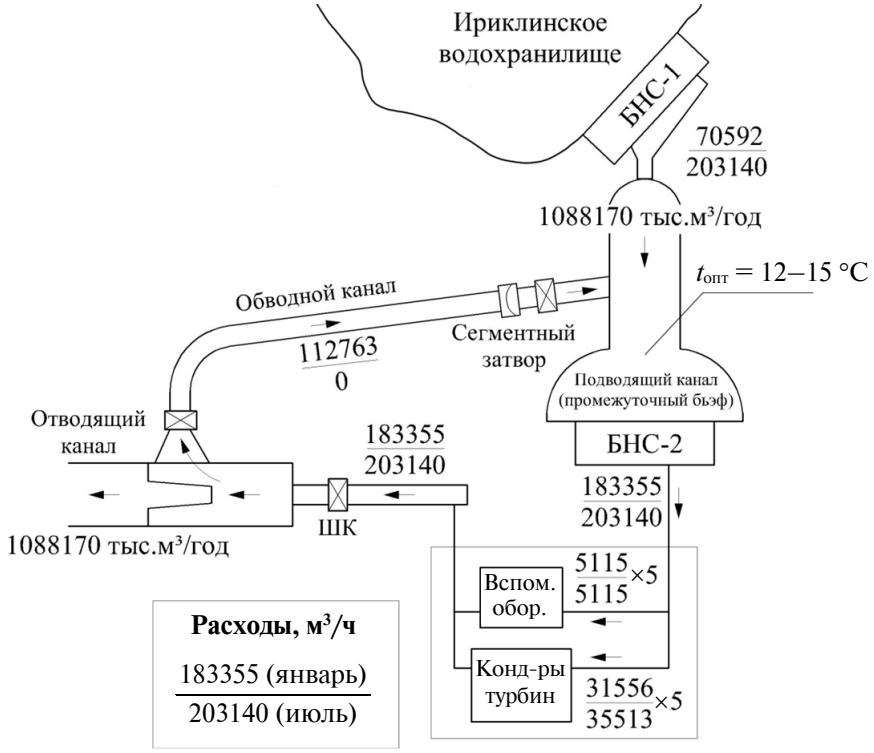


Рис. 2. Балансовая схема водных потоков в системе техводоснабжения Ириклинской ГРЭС (существующее положение)

Fig. 2. Balance sheet of water flows in the water supply system in Iriklinskaya GRES (current situation)

Варианты реконструкции системы техводоснабжения

С целью увеличения доли рециркуляции и уменьшения водопотребления далее будет рассмотрена реконструкция со строительством насосной станции и градирен (вентиляторных или башенных) для следующих вариантов производительности: 60000, 80000 и 100000 м³/ч.

Предусматривается, что в системе рециркуляции будут возведены следующие сооружения: водозаборные сооружения, насосная станция, циркуляционные водоводы, камера переключений, регулирующее сооружение № 2 на обводном канале, камера расходомеров, гидроохладители (рис. 3), водосбросы с гидроохладителей.

В качестве основного оборудования рассматриваются:

центробежные насосы типа Д12500-24 (12500 м³/ч, 24 м вод. ст.);

вентиляторные четырехсекционные градирни с оросителем комбинированного типа (размер секции 12×16 м, $N_{дв}^{гр}$ = 90 кВт);

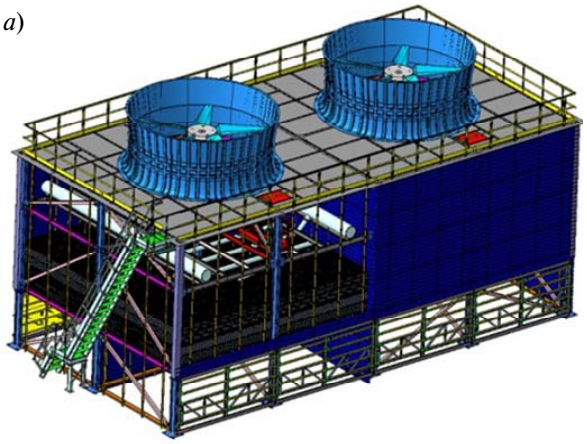
башенные градирни БГ-3200 с оросителем комбинированного типа ($F_{ор}$ = 3200 м²).

Для удобства сопоставления результатов в расчетах была принята одинаковая плотность орошения на градирнях. Расходы повторно используемой воды в рассматриваемых вариантах указаны в табл. 2.

Выбор места расположения насосной станции

Было рассмотрено несколько вариантов размещения водозаборных сооружений на генплане (рис. 4).

а)



б)

Особенности вентиляторной градации:
компактность;
более глубокое охлаждение воды;
лёгкий монтаж;
удобство обслуживания и ремонта;
более концентрированный вынос капель.

Особенности башенной градации:
высокая надежность;
минимальные энергозатраты;
простота эксплуатации;
высокая строительная стоимость и сложность сооружения.

Рис. 3. Градирни
Fig. 3. Cooling towers options

Таблица 2

Варианты реконструкции

Table 2

Options of reconstruction

Номер варианта	Кол-во градирен	Кол-во секций градирен	Суммарная площадь орошения, м^2	Сумм. расход воды $\Sigma W_{град}$, м^3/ч	Кол-во насосов Д12500-24
Вентиляторные градирни					
1	4	16	3072	49600	4
2	6	24	4608	74400	6
3	8	32	6144	99200	8
Башенные градирни БГ-3200					
4	1	–	3200	37440	3
5	2	–	6400	74880	6
6	3	–	9600	112320	9

Вариант № 1. Водозаборные сооружения предполагается разместить в отводящем канале ГРЭС до полигонального водослива. Один из основных недостатков этого варианта – сложности производства работ в условиях действующего канала. Для строительства водозаборных сооружений в сухом котловане необходимо выполнить работы по устройству верховой перемычки котлована. Это может потребовать вывод из работы одного из железобетонных закрытых отводящих каналов, что, в свою очередь, может повлечь за собой вывод из работы части турбоагрегатов на время строительства. Данный вариант не рационален и не может быть рекомендован к строительству.

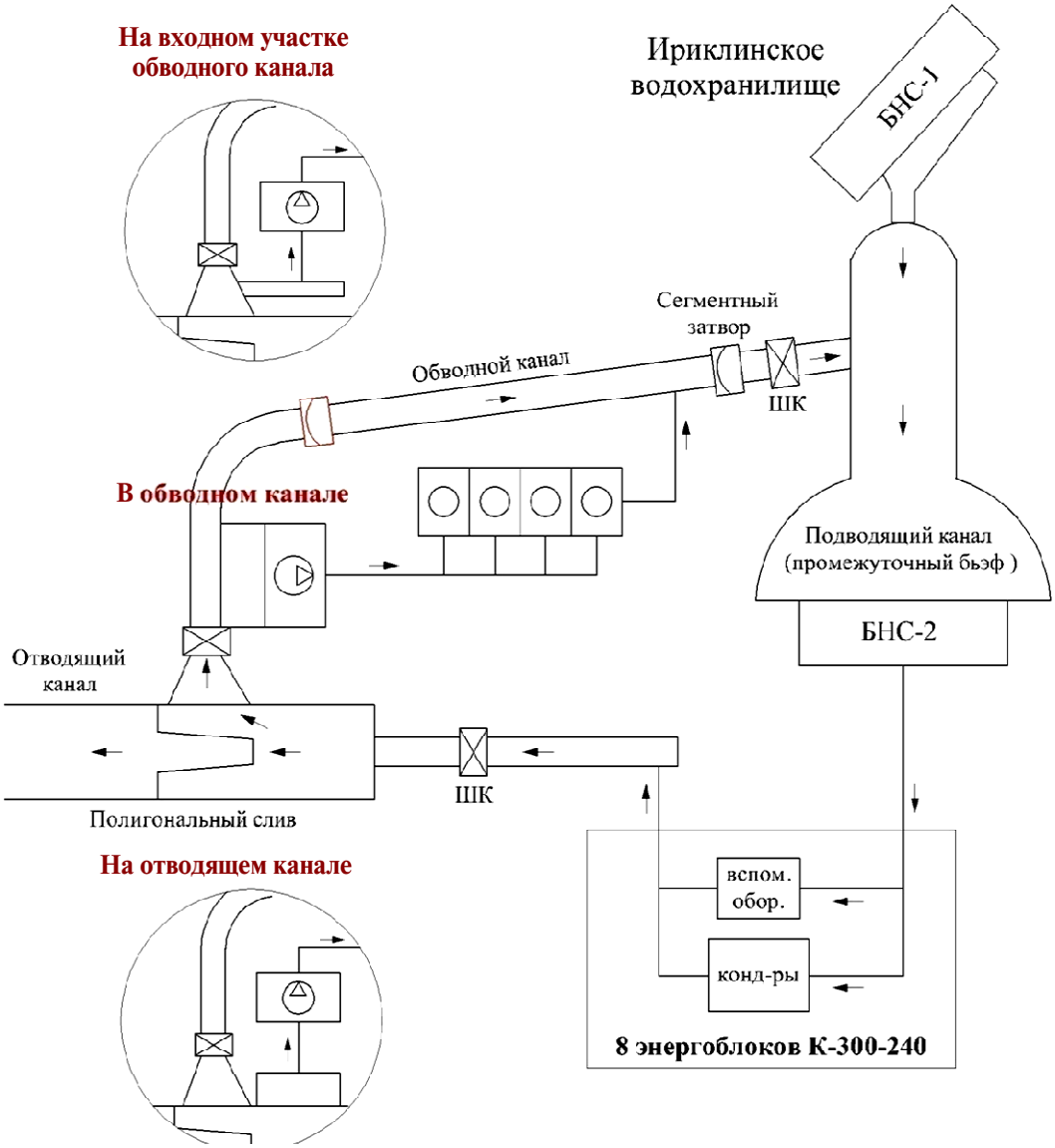


Рис. 4. Варианты размещения водозаборных сооружений
Fig. 4. Water intake placement options

Вариант № 2. Водозаборные сооружения предполагается разместить на входном участке обводного канала до шандорного колодца. В этом варианте менее трудоемко решается вопрос по устройству верховой перемычки для организации строительства водозаборных сооружений в сухом котловане. В связи с минимальными транзитными скоростями воды в этом месте верховую перемычку котлована можно выполнить из сборного железобетона. Герметизацию перемычки можно произвести как с помощью мембраны, так и с использованием специальных материалов или конструкций. Недостатком данного варианта можно считать большие работы по разборке монолитных конструкций подпорных стен входного участка обводного канала. Этот вариант также не может быть рекомендован к строительству.

Вариант № 3. Водозаборные сооружения предполагается разместить в обводном канале после шандорного колодца и водослива с широким порогом. В этом варианте устройство верховой перемычки не требуется; организация сухого котлована достигается установкой шандор в

шандорном колодце и закрытием сегментного затвора в регулирующем сооружении № 1 (нижний бьеф). Данное решение упрощает работы по организации сухого котлована. Кроме того, такое размещение сооружений уменьшает трудоемкость работ по разборке бетонных конструкций: потребуется только демонтаж тонких железобетонных плит крепления откосов канала. Стоит отметить, что такое расположение водозаборных сооружений предпочтительно.

Из рассмотренных вариантов следует, что наиболее рационально (рис. 5):

водозабор циркуляционной насосной станции (ЦНС) расположить в обводном канале после шандорного колодца;

градирни разместить вдоль обводного канала.

Результаты расчетов

Тепловые расчеты совместной работы энергоблоков и системы техводоснабжения с градирнями были проведены в соответствии с методикой, опубликованной в [15]. Для оценки эффективности инвестиций, а также сравнения различных вариантов модернизации СТВС с помощью динамических методов оценки эффективности [16] определяли: чистую текущую стоимость проекта, дисконтированный срок окупаемости, индекс рентабельности дисконтированных инвестиций.

Результаты технико-экономических расчетов для сравнения вариантов реконструкции с существующим положением приведены в табл. 3, 4, а также на графиках рис. 6.

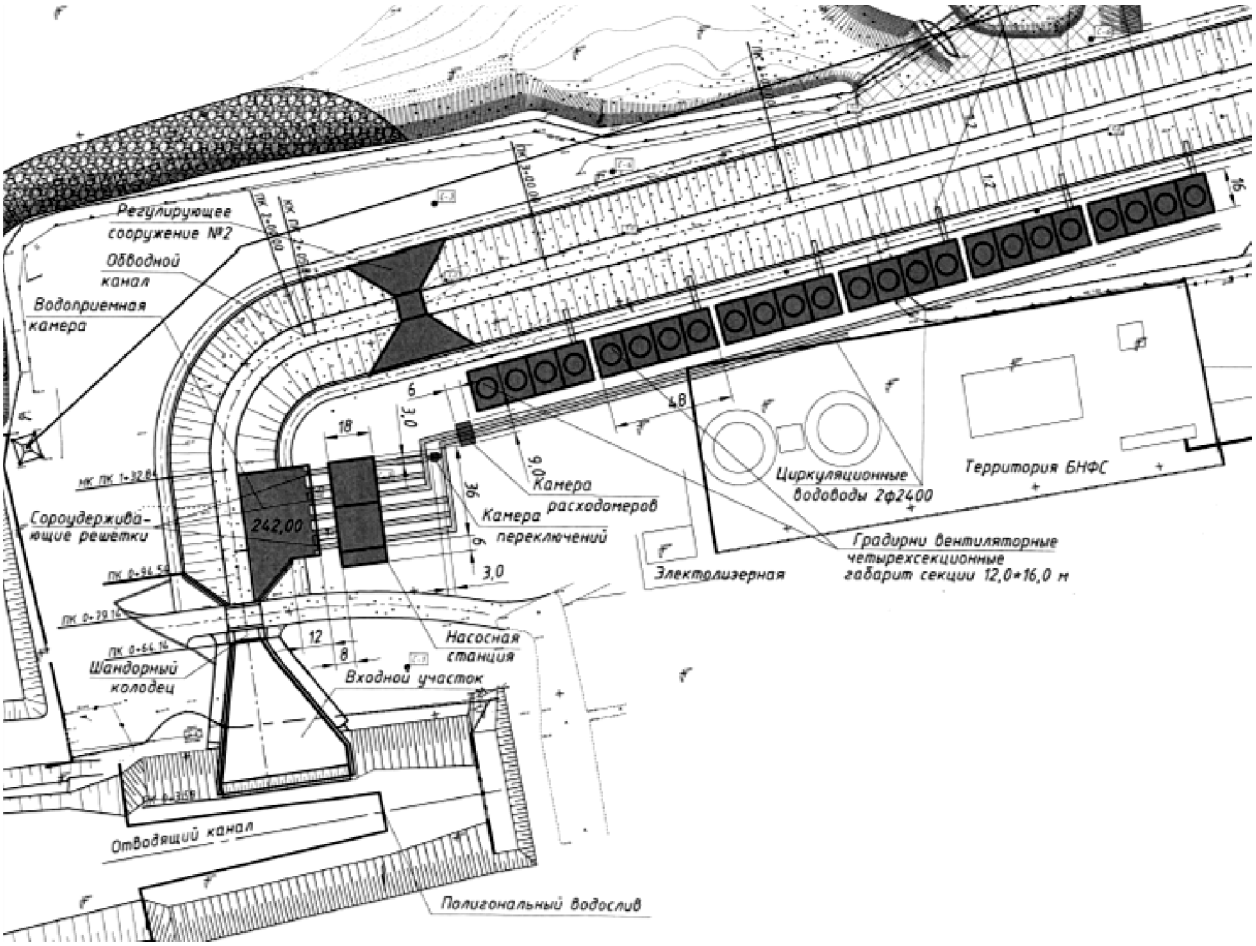


Рис. 5. План размещения сооружений
Fig. 5. Construction plan

Таблица 3

Результаты технико-экономического сравнения вентиляторных градирен

Table 3

Results of technical-economic compatison of mechanical cooling towers

Наименование показателя	Значения показателя в разных вариантах			
	Базовый вариант	№1	№2	№3
Сумм. расход воды на градирни, м^3/ч	0	50000	75000	100000
Количество насосов, $n_{цн}$	–	4	6	8
Количество градирен, $n_{гр}$	–	4	6	8
количество секций, $n_{секц}$	–	16	24	32
Водопотребление, тыс.м^3/год	1088170	686069	604010	546838
Уменьшение водопотребления, тыс.м^3	–	402102	484160	541332
Дополнит. мощность на с/н, МВт $N_{доп} = n_{цн} \cdot 1000$ кВт + $n_{секц} \cdot 90$ кВт	–	5,4	8,2	10,9
Дополнит. э/энергия на с/н, тыс.кВтч $Э_{доп} = N_{доп}$ (8760 – 744/2 – 744/2 – 720/2)	–	41649	62473	83297
Дополнит. расход топлива на собст. нужды, т у.т.	–	14065	21062	27992
Перерасход топлива из-за изменения давления в конденсаторе, т у.т.	18648	53620	47971	36942
Увеличение перерасхода топлива из-за изменения давления в конденсаторе, т у.т.	–	34972	29323	18294
Суммарное увеличение перерасхода топлива, т у.т.	–	49037	50386	46286
Капиталовложения, млн руб. (2016 г., без учета НДС)	–	899,2	1151,4	1409,7
Дисконтированный срок окупаемости, DPP, лет	–	**11,4**	**10,9**	**13,5**
УРУТ среднегодовой, г/(кВт·ч)	332,5	337,7	337,1	336,0
Индекс рентабельности инвестиций (PI) 15 лет после реализации	–	0,39	0,44	0,15

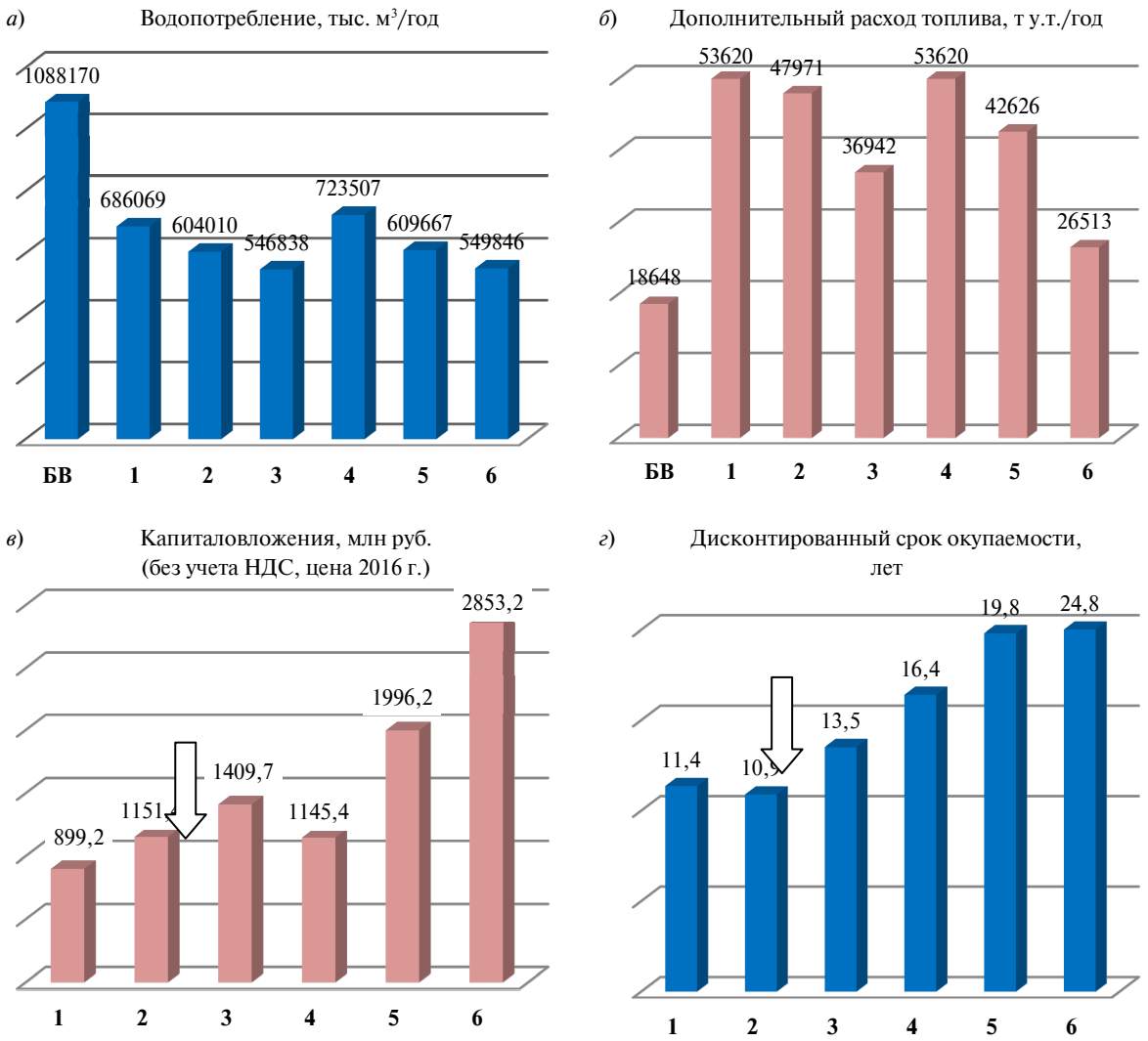
Таблица 4

Результаты технико-экономического сравнения башенных градирен

Table 4

Results of technical-economec comparison of natural draft cooling towers

Наименование показателя	Значения показателя в разных вариантах			
	Базовый вариант	№4	№5	№6
Сумм. расход воды на градирни, м^3/ч	0	37500	75000	112000
Количество насосов, $n_{цн}$	–	3	6	9
Количество градирен, $n_{гр}$	–	1	2	3
количество секций, $n_{секц}$	–			
Водопотребление, тыс. м^3/год	1088170	723507	609667	549846
Уменьшение водопотребления, тыс. м^3	–	364663	478503	538324
Дополнит.мощность на с/н, МВт $N_{доп} = n_{цн} \cdot 1000$ кВт + $n_{секц} \cdot 90$ кВт	–	3,0	6,0	9,0
Дополнит. э/энергия на с/н, тыс. кВтч $Э_{доп} = N_{доп}$ (8760 – 744/2 – 744/2 – 720/2)	–	22968	45936	68904
Дополнит. расход топлива на собст. нужды, т у.т.	–	7757	15191	22787
Перерасход топлива из-за изменения давления в конденсаторе, т у.т.	18648	53620	42626	26513
Увеличение перерасхода топлива из-за изменения давления в конденсаторе, т у.т.	–	34972	23979	7865
Суммарное увеличение перерасхода топлива, т у.т.	–	42721	39170	30652
Капиталовложения, млн руб. (2016 г., без учета НДС)	–	1145,4	1996,2	2853,2
Дисконтированный срок окупаемости, DPP, лет	–	**16,4**	**19,8**	**24,8**
УРУТ среднегодовой, г/(кВт·ч)	332,5	337,4	334,8	333,2
Индекс рентабельности инвестиций (PI) 15 лет после реализации	–	–0,02	–0,13	–0,26



БВ – базовый вариант;

Вентиляторные градирни: № 1 – 50 000 м³/ч, №2 –75 000 м³/ч, №3 – 100 000 м³/ч.

Башенные градирни: №4 – 37 500 м³/ч, №5 – 75 000 м³/ч, №6 – 112 000 м³/ч.

Рис. 6. Сравнение вариантов реконструкции
Fig. 6. Comparison of reconstruction options

Укрупненная оценка стоимости рассматриваемых вариантов была произведена в АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева» (г. Санкт-Петербург) на основании смет, разработанных с помощью сборника и справочника базовых цен для строительства.

Как с точки зрения окупаемости вложенных средств, так и с точки зрения строительства наиболее эффективен вариант реконструкции № 2 с установкой шести вентиляторных градирен с суммарной производительностью 75000 м³/ч.

Заключение

После проведения технико-экономического сравнения вариантов реконструкции комбинированной системы техводоснабжения Ириклинской ГРЭС выявлено, что с точки зрения окупаемости вложенных средств наилучшим является вариант № 2.

На реализацию этого варианта потребуется 1151,4 млн руб. (без учета НДС, в ценах 2016 г.). Дисконтированный срок окупаемости мини-

мален и составляет 10,9 лет. Оптимальная величина повторно расходуемой воды в системе рециркуляции с градирнями составляет 75 000 м^3/ч.

Состав сооружений в варианте реконструкции: водозаборное сооружение в обводном канале после шандорного колодца, насосная станция с шестью насосами типа Д12500-24 ($N_{дв}$ = 1000 кВт), циркуляционные водоводы, камера переключений, регулирующее сооружение № 2 на обводном канале (до сброса воды с градирен), камера расходомеров, шесть вентиляторных четырехсекционных градирен (размер градирни – 48×16 м, $\Sigma N_{дв}^{гр} = 4 \cdot 90 = 360$ кВт), водосбросы с гидроохладителей.

Подключение насосов и трансформаторов 6/0,4 кВ электропитания проектируемых градирен с помощью кабельных линий 6 кВ к существующим собственным нуждам Ириклинской ГРЭС – самый дешевый и надежный вариант.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции / Под ред. В.Я. Гиршфельда. М.: Энергоатомиздат, 1987. 328 с.
2. **Сорокина Б.А., Макарова Е.В., Пильцова Н.К.** Классификация систем технического водоснабжения ТЭС // Энергетик. 2016. № 5. С. 29–32.
3. О возможности применения прямоточных систем водоснабжения, используемых в целях охлаждения при проектировании ТЭС и АЭС // Электрические станции. 2014. № 12. С. 27–34.
4. Постановление Правительства РФ № 1509 от 26 декабря 2014 г.
5. **Пономаренко В.С.** Градирни промышленных и энергетических предприятий: справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
6. **Свердлин Б.Л., Шишов В.И., Пилипенко К.В.** Практические рекомендации по выбору технологического оборудования при ремонте, строительстве и модернизации вентиляторных градирен // Химическая техника. 2004. № 1. С. 5–8.
7. **Доброхотов В.И.** Основные направления экономии топлива на тепловых электростанциях // Теплоэнергетика. 1985. № 9. С. 38–43.
8. **Еранкин С.В.** Повышение эффективности и надежности работы башенных градирен на ТЭС // Материалы научно-практической конференции «Градирни и гидротехнические сооружения энергетических и промышленных предприятий». СПб. 2014. С. 66–72.
9. **Ростунцова И.А., Шевченко Н.Ю.** Оценка эффективности схем модернизации системы технического водоснабжения АЭС // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2015. № 9. С. 612–617.
10. **Калатузов В.А.** Влияние систем технического водоснабжения с градирнями на технико-экономические показатели тепловых станций // Энергосбережение и водоподготовка. 2009. № 6. С. 12–16.
11. **Кононов Д.Ю., Евдокимова В.М.** Сравнение стоимости производства электроэнергии на зарубежных электростанциях // Электрические станции. 2017. № 6. С. 9–11.
12. **Петросян В.Г., Егоян Э.А.** Анализ возможности повышения эффективности охлаждения воды в испарительных градирнях Армянской АЭС // Теплоэнергетика. 2015. № 10. С. 30–35.
13. **Реутов Б.Ф., Лазарев М.В., Ермакова С.В., Зисман С.Л., Капланович Л.С., Светушков В.В.** Сравнительная характеристика систем охлаждения энергетического оборудования ТЭС и АЭС // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 12–19.
14. **Сосновский С.К., Кравченко В.П.** Коэффициент эффективности работы вентиляторных и башенных градирен // Теплоэнергетика. 2014. № 9. С. 20–25.
15. Методические указания по определению и согласованию ограничений установленной электрической мощности тепловых и атомных электростанций / СО ЦДУ ЕЭС. М. 2013. 98 с.
16. Методические рекомендации по оценке эффективности инноваций на этапе проекта. М., 2014. С. 11–20.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

САВЧЕНКО Валерий Викторович – *студент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: pioh312@gmail.com
ЕРАНКИН Сергей Владимирович – *ведущий инженер АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева»*
E-mail: erankin@mail.ru

СКУЛКИН Сергей Валерьевич – *кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: skulkin@nil-teplo.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 16.06.2017

REFERENCES

[1] **Ryzhkin V.Ya.** Thermal power stations. Moscow. Energoatomizdat. 1987. 328 p. (rus.)

[2] **Sorokina A.B., Makarova E.V., Pilcova N.K.** Classification of systems of technical water supply of power plants. *Energetick*. 2016. № 5. S. 29–32. (rus.)

[3] About possibility of application of direct flow water supply systems used for cooling at design of TPP and NPP. *Power technology and Engineering*. 2014. № 12. S. 27–34. (rus.)

[4] Resolution of the Government of the Russian Federation №1509 from December 26, 2014. (rus.)

[5] **Ponomarenko V.S.** Cooling towers of industrial and energy enterprises M.: Energoatomizdat. 1998. 376 p. (rus.)

[6] **Sverdlin B.L., Shishov V.I., Pilipenko K.V.** Practical recommendations on the choice of technological equipment for the repair, construction and modernization of mechanical cooling towers. *Chemical engineering*. 2004. № 1. P. 5–8. (rus.)

[7] **Dobrokhotov V.I.** Main directions of fuel economy at TPP. *Thermal Engineering*. 1985. № 9. P. 38–43. (rus.)

[8] **Erankin S.V.** Improving the efficiency and reliability of natural draft cooling towers at thermal power plants. *Materials of scientific and practical conference «Cooling towers and hydrotechnical building of power and industrial enterprises»*. Saint-Petersburg. 2014. S. 66–72. (rus.)

[9] **Rostuntsova I.A., Shevchenko N.Yu.** Evaluation of shemes modernization of the system of technical water supply of NPP. *International journal of applied and fundamental research. Technical sciences*. 2015. № 9. P. 612–617. (rus.)

[10] **Kalatuzov V.A.** Influence of technical water supply systems with cooling towers on technical and economic indicators of TPP. *Energy saving and water treatment*. 2009. № 6. S. 12–16. (rus.)

[11] **Kononov. D.Yu., Evdokimova V.M.** Comparison of the cost of electricity production at foreign power plants. *Power technology and Engineering*. 2017. № 6. S. 9–11. (rus.)

[12] **Petrosyan V.G., Egoyan E.A.** Analysis of the possibility of improving the efficiency of water cooling in the evaporative cooling towers of The Armenian NPP. *Thermal Engineering*. 2015. № 10. S. 30–35. (rus.)

[13] **Reutov B.F., Lazarev M.V., Ermakova S.V., Zisman S.L., Kaplanovich L.S., Svetushkov V.V.** Comparative characteristics of cooling systems of power equipment of TPP and NPP. *Thermal Engineering*. 2016. № 7. S. 12–19. (rus.)

[14] **Sosnovskiy S.K., Kravchenko V.P.** The coefficient of efficiency of the mechanical and natural draft cooling towers. *Thermal Engineering*. 2014. № 9. S. 20–25. (rus.)

[15] Methodical instructions for the definition and coordination of the limitations of the installed electric capacity of thermal and nuclear power plants / System operator of the Unified energy system. Moscow, 2013. 98 p. (rus.)

[16] Methodological recommendations for evaluating the effectiveness of innovations at the project stage. Moscow, 2014. (rus.)

THE AUTHORS

SAVCHENKO Valerii V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: pioh312@gmail.com
ERANKIN Sergei V. – *«B.E. Vedeneev VNIIG», JSC.*
E-mail: erankin@mail.ru
SKULKIN Sergei V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: skulkin@nil-teplo.ru

Received: 16.06.2017

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240305
УДК 621.512

А.А. Котлов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОЛЬЦЕВОГО КЛАПАНА НА ПРОЦЕССЫ ВСАСЫВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ

Обеспечение эффективной и надежной работы органов газораспределения поршневых машин – одна из важнейших проблем при проектировании, производстве и эксплуатации компрессорной техники. Самодействующие клапаны оказывают существенное влияние на экономичность и надёжность поршневого компрессора. При проектировании и расчете клапанов стоит задача нахождения оптимальных параметров, при которых будут минимальные потери давления при протекании газа через клапан и высокие показатели его надежности. Выполнено теоретическое исследование работы кольцевого клапана с несколькими запорными элементами при различных значениях жесткости пружины и максимального хода клапана. Приведены зависимости потерь давления во всасывающем и нагнетательном клапане и диаграммы движения пластин клапана от угла поворота коленчатого вала и варьируемых параметров клапанов. Исследование выполнено с использованием численного эксперимента по специально разработанной компьютерной программе с возможностью многопараметрического расчета.

Ключевые слова: поршневой компрессор, самодействующий клапан, кольцевой клапан, экономичность, надежность.

Ссылка при цитировании:
А.А. Котлов. Влияние параметров кольцевого клапана на процессы всасывания и нагнетания в поршневых компрессорах // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 56–67. DOI: 10.18721/JEST.240305.

A.A. Kotlov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

EFFECT OF THE PARAMETERS OF THE ANNULAR VALVE ON THE PROCESSES OF SUCTION AND INJECTION OF RECIPROCATING COMPRESSORS

Ensuring efficient and reliable operation of gas distribution systems of piston machines is one of the most important problems in design, manufacturing and operation of compressor equipment. Self-acting valves have a significant impact on the efficiency and reliability of a reciprocating compressor. The task of designing and calculating valves is to find the optimal parameters providing minimal pressure losses when the gas flows through the valve and its high reliability. The theoretical study of the operation of a ring valve with several locking elements is performed at different values of spring stiffness and maximum valve travel. Dependences of pressure losses in a suction and discharge valve and the diagram of movement of valve plates depending on the angle of the crankshaft rotation and variable parameters of the valves are given. The study was carried out using a numerical experiment on a specially developed computer program with the possibility of multiparameter calculation.

Keywords: reciprocating compressor, self-acting valve, annular valve, economy, reliability.

Citation:
A.A. Kotlov, Effect of the parameters of the annular valve on the processes of suction and injection of reciprocating compressors, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 56–67, DOI: 10.18721/JEST.240305.

Введение

Рабочий цикл ступени поршневого компрессора (ПК) состоит из четырех периодически повторяющихся процессов: всасывания, сжатия, нагнетания и расширения. В процессе всасывания газ, находящийся в полости всасывания, поступает в рабочую полость, а в процессе нагнетания – выталкивается в полость нагнетания. Взаимодействие рабочей полости, в которой происходит сжатие газа, с полостями всасывания и нагнетания осуществляется соответственно через всасывающий и нагнетательный клапаны. В ПК, как правило, применяются самодействующие клапаны. Работа клапана оказывает существенное влияние на экономичность и надежность компрессора. При расчете клапанов ПК определяют потери давления в них и соответствующее увеличение мощности, а также оценку их надежности [1].

Цель работы – оценка влияния параметров кольцевого клапана на эффективность рабочего процесса поршневого компрессора.

Объект исследования – самодействующий кольцевой клапан. Общий вид клапана приведен на рис. 1.

Запорным органом в клапанах приведенной конструкции являются кольцевые пластины. Количество пластин определяется исходя из необходимого проходного сечения клапана. Закрытие клапана осуществляется с помощью пружин, которые прижимают пластины к седлу. Могут применяться как кольцевые пружины (по одной на каждую пластину), так и «точечные» цилиндрические (см. рис. 1) [2].

Математическая модель

Исследование проводилось с применением методов математического моделирования. Основу математической модели составляют уравнение для определения потерь давления в клапанах [3, 4] и уравнение динамики клапана [5–8].

Уравнение для определения потерь давления в клапанах записывается в безразмерном виде:

для всасывающего клапана

$$\frac{d\beta_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)}\left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi}\frac{\chi}{M_{вс}}f(\beta_{вс}) - k(1-\beta_{вс})f'(\varphi)\right];$$

для нагнетательного клапана

$$\frac{d\beta_{наг}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)}\times$$

$$\times\left[\frac{2\sqrt{2k}}{\pi}\frac{\chi}{M_{наг}}f(\beta_{наг}) + k(1+\beta_{наг})f'(\varphi)\right],$$

где $\beta_{вс}$ ($\beta_{наг}$) – относительные потери давления во всасывающем (нагнетательном) клапане; φ – угол поворота коленчатого вала; $f(\varphi)$ – безразмерная функция перемещения поршня; k – показатель адиабаты; χ – относительный ход клапана; $f(\beta_{вс\,(наг)})$ – напорная функция всасывающего (нагнетательного) клапана; $M_{вс}$ ($M_{наг}$) – безразмерный комплекс, характеризующий потери в процессе всасывания (нагнетания).

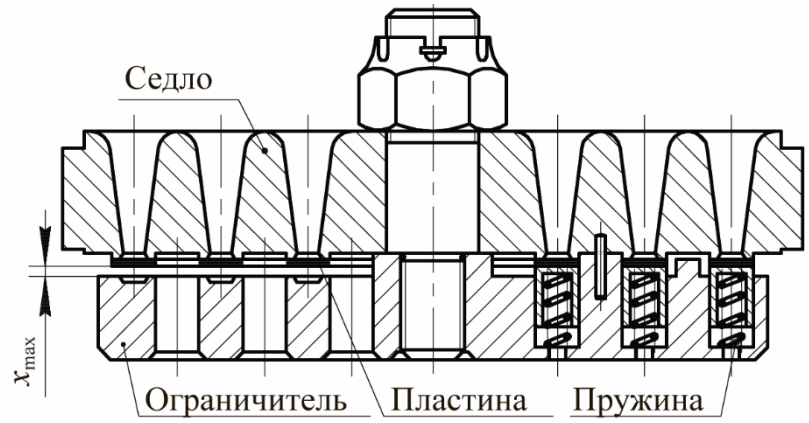


Рис. 1. Кольцевой клапан
Fig. 1. The annular valve

Относительные потери давления во всасывающем и нагнетательном клапанах характеризуются отношением давления в цилиндре к давлению всасывания (для всасывающего клапана) или нагнетания (для нагнетательного клапана). При этом в процессе всасывания давление газа в цилиндре будет ниже давления всасывания из-за потерь давления во всасывающем клапане. В процессе нагнетания, наоборот, давление газа в цилиндре будет выше давления нагнетания из-за компенсации потерь давления в нагнетательном клапане.

Таким образом, определив относительные величины $\beta_{вс}$ ($\beta_{наг}$), из приведенных выше уравнений можно найти значения потерь давления по уравнению

$$\Delta P_{вс\ (наг)} = \beta_{вс\ (наг)} P_{вс\ (наг)},$$

где $P_{вс\ (наг)}$ – номинальные давления всасывания (нагнетания) соответственно.

Безразмерная функция перемещения поршня $f(\varphi)$ характеризует переменный объем рабочей камеры, отнесенный к произведению радиуса кривошипа на площадь поршня. Для кривошипно-шатунного механизма

$$f(\varphi) = V(\varphi) / F_п r = 1 + 2a + \lambda/4 - \cos\varphi - \lambda/4 \cos 2\varphi,$$

$$f'(\varphi) = \sin\varphi + \lambda/2 \sin 2\varphi,$$

где $V(\varphi)$ – текущий объем рабочей камеры; $F_п$ – площадь поршня; r – радиус кривошипа; a – относительное мертвое пространство; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Еще один важный параметр, входящий в уравнения, – критерий скорости потока M, который характеризует динамику и экономичность клапана. Параметр M является безразмерным и определяется как отношение

$$M = \frac{c_{кл}}{c_{зв}} = \frac{2F_п r\omega}{\pi\mu_щ f_{max}\sqrt{kRT}},$$

где $c_{кл}$ – условная скорость газа в полностью открытом клапане; $c_{зв} = \sqrt{kRT}$ – скорость звука в газе; ω – угловая скорость; $\mu_щ$ – коэффициент расхода, отнесенный к щели клапана; f_{max} – максимальная площадь проходного сечения в щели клапана; R – газовая постоянная; T – температура газа (для всасывающего клапана – температура всасывания, для нагнетательного клапана – температура нагнетания).

Критерий скорости потока M напоминает число Маха, но не является им, так как в выражение для определения числа Маха входит истинная скорость газа, а параметр M вычисляется с помощью условной скорости газа.

Напорная функция $f(\beta)$ учитывает сжимаемость газа и находится из выражений:

для всасывающего клапана

$$f(\beta_{вс}) = (1-\beta_{вс})^{\frac{k-1}{k}} (1 - 0{,}3\beta_{вс})\sqrt{\beta_{вс}};$$

для нагнетательного клапана

$$f(\beta_{наг}) = \left(1 - 0{,}3\frac{\beta_{наг}}{1+\beta_{наг}}\right)(1+\beta_{наг})^{\frac{1}{2k}}\sqrt{\beta_{наг}}.$$

Относительный ход клапана χ – это отношение текущего значения высоты подъёма пластины клапана к его максимальной высоте подъема, т. е. $\chi = x/x_{max}$ (см. рис. 1). Текущее значение χ находится из решения уравнения динамики клапана [5, 9, 10]

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = P_г - c(x + x_0) - P_с - mg\cos\beta,$$

где m – приведенная масса запорного элемента; $P_г$ – газовая сила; c – жесткость упругих элементов; x_0 – предварительное поджатие упругих элементов; $P_с$ – сила сопротивления; g – ускорение свободного падения; β – угол между осью движения и направлением силы тяжести.

Газовая сила находится по формуле

$$P_г = \xi_p F_с \Delta P,$$

где ξ_p – коэффициент давления; $F_с$ – площадь прохода в седле клапана.

Сила сопротивления определяется выражениями

$$P_с = m\eta\frac{dx}{dt}, \quad \eta = \eta_0 + a\rho\left|\frac{dx}{dt}\right|^n,$$

где η – коэффициент демпфирования; η_0 – коэффициент демпфирования, характери-

зующий вязкие свойства материала и механическое трение; a, n – экспериментальные коэффициенты; ρ – плотность газа, протекающего через клапан.

Для клапанов с поперечным обтеканием пластины коэффициенты демпфирования принимаются равными $\eta_0 = 18$; $a = 3{,}5$; $n = 1{,}5$ [11, 12].

В работе рассматривается кольцевой клапан, у которого может быть несколько рабочих пластин, причем каждая движется независимо от других. Динамика каждой пластины рассматривается отдельно и описывается уравнением динамики одномассовой системы с несколькими «точечными» цилиндрическими или кольцевыми пружинами. Пластина рассматривается как абсолютно твердое тело, а ее движение считается плоскопараллельным. Перепад давления на каждую пластину принимается равным перепаду давления для всего клапана. Таким образом, для всасывающего и нагнетательного клапанов получим следующие уравнения динамики:

$$\frac{d^2\chi_i}{d\varphi^2} = B_{\text{вс}\,i}\xi_{pi}\beta_{\text{вс}} - Z^2_{\text{вс}\,i}\left(\chi_i + \chi_{0i}\right) - \eta_i\frac{d\chi_i}{d\varphi},$$

$$i = 1, \ldots k_{\text{вс}};$$

$$\frac{d^2\chi_i}{d\varphi^2} = B_{\text{наг}\,i}\xi_{pi}\beta_{\text{наг}} - Z^2_{\text{наг}\,i}\left(\chi_i + \chi_{0i}\right) - \eta_i\frac{\mathrm{d}\chi_i}{\mathrm{d}\varphi},$$

$$i = 1, \ldots k_{\text{наг}},$$

где $B_{\text{вс (наг)}} = F_{\text{пл}}P_{\text{вс (наг)}} / (\omega^2 x_{\max} m)$ – безразмерный комплекс, характеризующий газовые и инерционные силы, действующие на i-е кольцо; $Z^2 = c/(m\omega^2)$ – относительная собственная частота колебаний; $k_{\text{вс}}$, $k_{\text{наг}}$ – количество пластин соответственно во всасывающем и нагнетательном клапане.

Относительный ход χ всего клапана определяется по формуле

$$\chi = \sum_{i=1}^{k} a_i\mu_i\chi_i,$$

где $a_i = f_{\max\,i}/f_{\max}$ – отношение максимальной площади проходного сечения i-го кольца к максимальной площади всего клапана; μ_i – коэффициент расхода i-го кольца.

Удары запорного элемента о седло и ограничитель моделируются как частично упругие удары [12]. После удара значение скорости вычисляется по формуле

$$V'' = -V'K_{\text{отс}},$$

где $K_{\text{отс}}$ – коэффициент отскока (для кольцевых клапанов принимается в пределах от 0,25 до 0,35); V' – скорость запорного элемента до удара.

Расчетное исследование и исходные данные

Решение дифференциальных уравнений, представленных выше, в общем виде не представляется возможным, так как система уравнений непосредственно не дифференцируема. Для решения этих уравнений была разработана специальная компьютерная программа. На рис. 2 приведено окно программы в режиме вывода расчетной информации. Результаты расчетов представляются в численном и графическом виде и содержат: диаграммы движения рабочих пластин клапана; потери давления в клапанах; углы открытия и закрытия клапанов; скорости посадки рабочей пластины на седло и ограничитель и пр.

Для решения системы дифференциальных уравнений применяются конечно-разностные методы. Коэффициенты расхода $\mu_{\text{щ}}$ и ξ_p находятся экспериментально [13–15] путем продувки клапанов стационарным потоком. Для кольцевых клапанов зависимости изменения этих коэффициентов приведены в [1, 4, 15]. Кривые приводятся в зависимости от отношения высоты подъема пластины к ширине каналов в седле – h/b. Для применения в программе приведенные зависимости были аппроксимированы полиномом; на рис. 3 приведены графики изменения экспериментальных (сплошная линия) и аппроксимированных полиномом (штриховая линия) коэффициентов расхода и давления. Средняя ошибка аппроксимации не превышает 1 %. На рис. 4 приведена блок-схема алгоритма расчета.

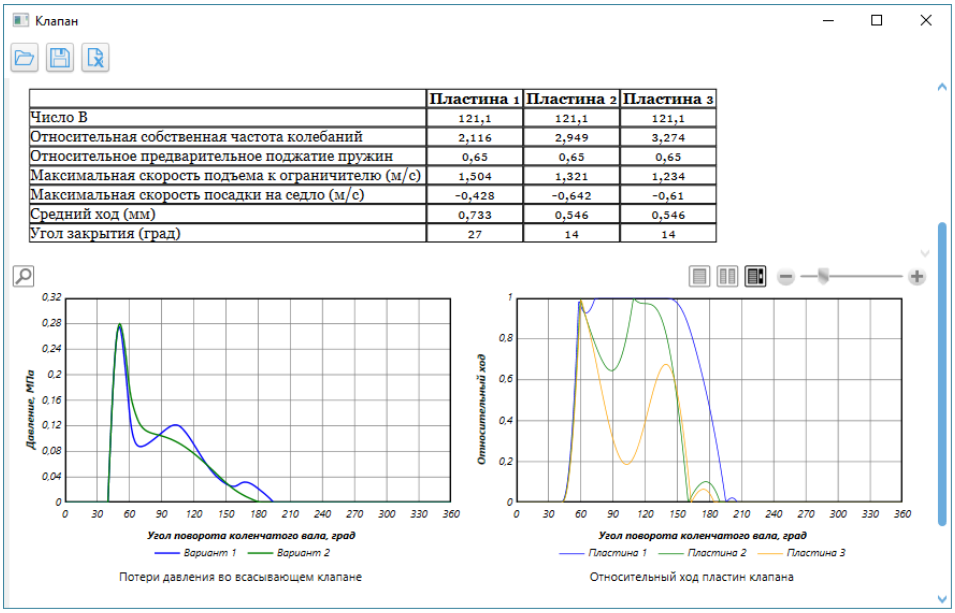


Рис. 2. Окно программы
Fig. 2. The program window

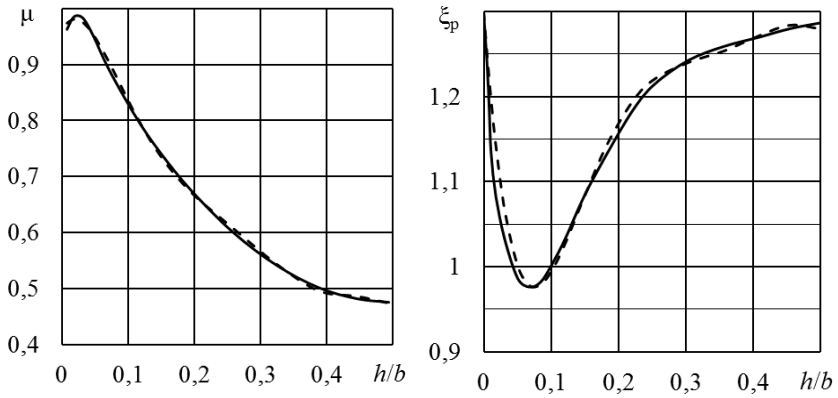


Рис. 3. Зависимости коэффициентов расхода (*а*) и давления (*б*)
Fig. 3. Dependences of the flow (*a*) and pressure (*б*) coefficients

Исходные данные по ступени компрессора:

Диаметр поршня, мм..... 210
Ход поршня, мм..... 100
Частота вращения, об/мин 977
Мертвое пространство, % 8
Показатель политропы расширения 1,3
Показатель политропы сжатия 1,35
Начальное давление, МПа..... 0,1
Конечное давление, МПа 0,32
Начальная температура, °С 20
Конечная температура, °С 140

Геометрические параметры по исследуемому клапану приведены в табл. 1.

Расчетное исследование проводилось в два этапа: на первом этапе значения жесткости пружины и хода поршня задавались для всех пластин одинаковыми; на втором этапе параметры варьировались только для одной пластины. В рамках работы необходимо было получить зависимости потерь давления во всасывающем и нагнетательном клапане в зависимости от угла поворота коленчатого вала и параметров клапана, а также диаграммы движения пластин клапана при различных значениях жесткости пружины и хода клапана.

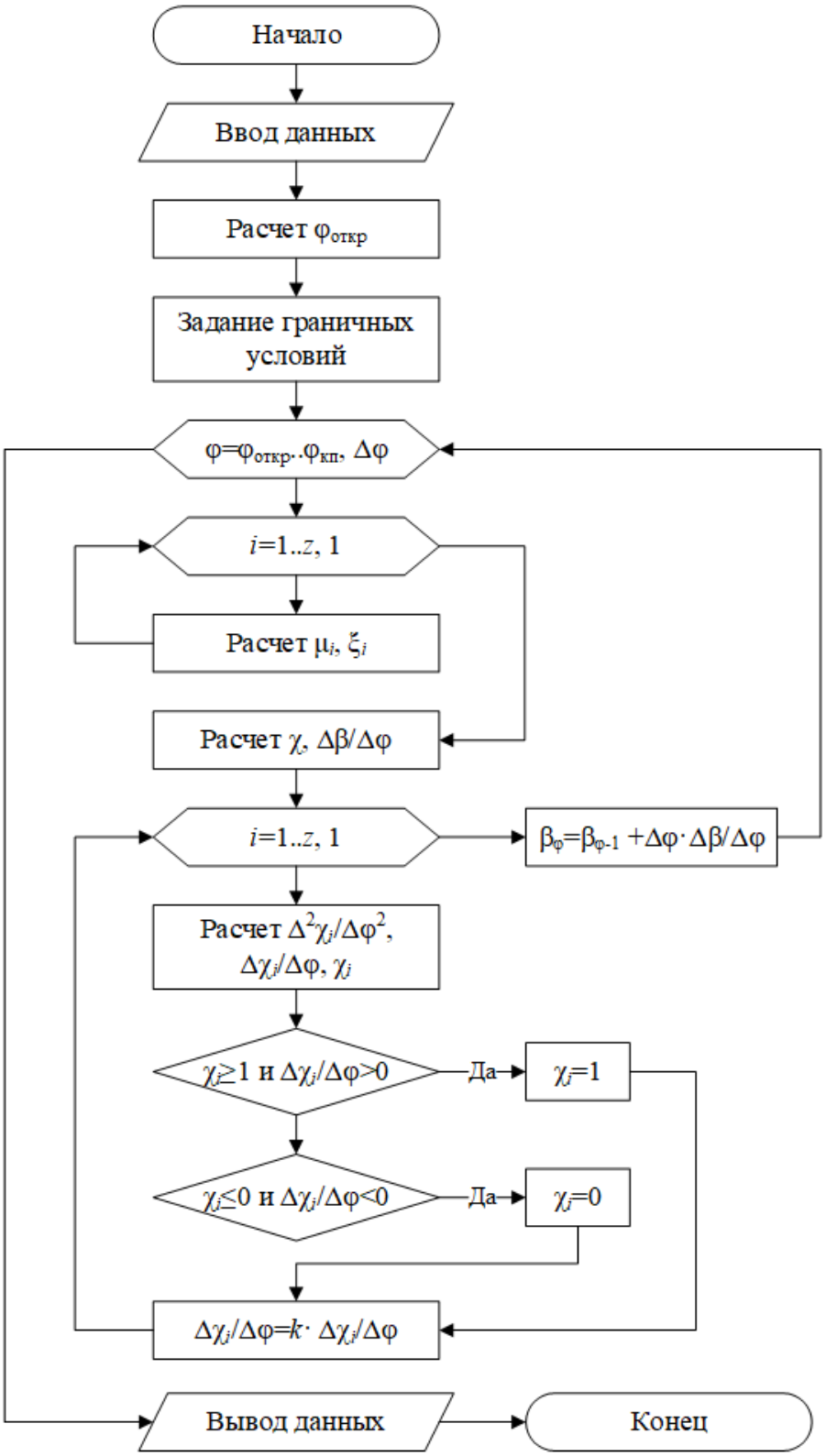


Рис. 4. Блок-схема алгоритма расчета
Fig. 4. Block-diagram of the calculation algorithm

Таблица 1

Геометрические параметры клапанов

Table 1

Geometrical parameters of valves

Номер пластины в клапане	Диаметр, мм		Толщина кольца, мм	Ширина канала в седле клапана, мм	Предварительное поджатие пружины, мм	Число пружин, приходящихся на кольцо
	наружный	внутрен.				
1	63	47,2	3,2	5	1,3	4
2	93	77,2	3,2	5	1,3	6
3	123	107,2	3,2	5	1,3	8

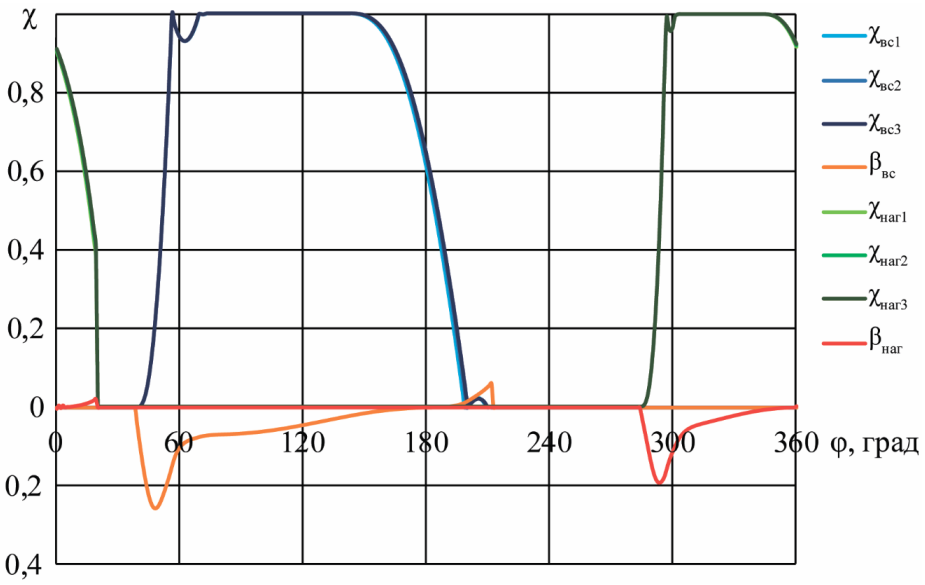


Рис. 5. Диаграмма движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при c = 200 Н/м

Fig. 5. Diagram of valve movement and relative pressure loss in valves at c = 200 N/m

Результаты расчетов и их обсуждение

Исследование проводилось при изменении жесткости пружины от 200 до 1000 Н/м и высоты подъема пластины клапана в пределах от 1,5 до 3 мм. Рассмотрим влияние жесткости пружины на работу клапана для случая, когда значение для всех пластин задавалось одинаковым. На рис. 5 и 6 приведены диаграммы движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при жесткости пружин c = 200 Н/м и c = 1000 Н/м (ход клапана 2 мм). Дифференциальные уравнения для всасывающего и нагнетательного клапанов решаются отдельно, но для удобства результаты сведены на одном рисунке. Относительные потери давления в клапанах имеют положительное значение, однако для наглядности они приводятся на тех же рисунках отложенными вниз. В табл. 2 – численные значения, характеризующие работу клапана.

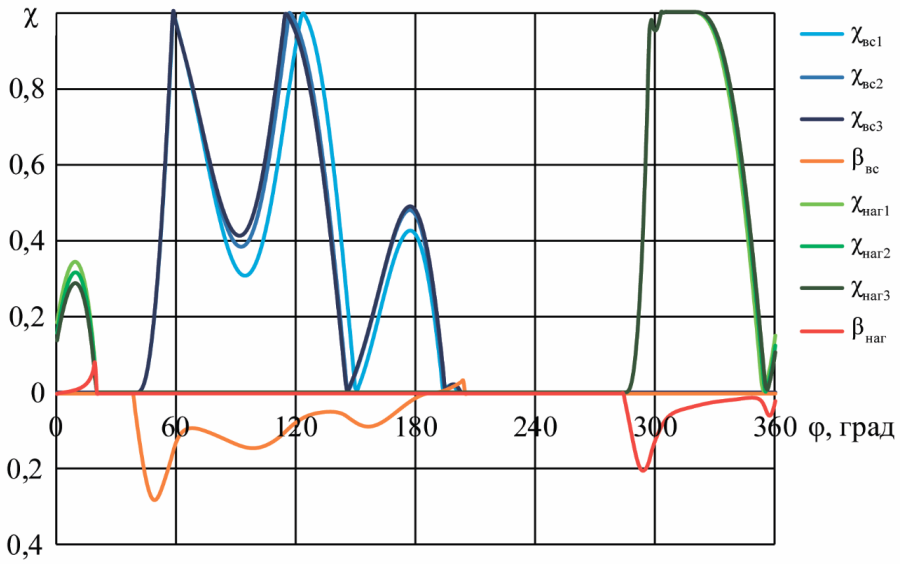


Рис. 6. Диаграмма движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при c = 1000 Н/м

Fig. 6. Diagram of valve movement and relative pressure loss in valves at c = 1000 N/m

Приведенные результаты наглядно показывают, что жесткость пружины влияет на работу клапана как качественно, так и количественно. Как видно из рисунков, увеличение жесткости приводит к тому, что пластины всасывающего клапана за время протекания процесса всасывания несколько раз открываются и закрываются. Рис. 6 показывает, что на начальном этапе открытия всасывающего клапана потери давления через него растут вплоть до некоторого момента. Далее клапан продолжает открываться, увеличивается его проходное сечение, потери давления начинают уменьшаться, снижается перепад давления между газом в цилиндре и во всасывающей камере. Это приводит к тому, что сила жесткости пружины становится больше газовой силы, в результате чего клапан начинает закрываться. При закрытии клапана проходное сечение уменьшается, потери давления начинают расти, соответственно газовые силы возрастают, а клапан снова начинает открываться. На диаграмме движения нагнетательного клапана изменение жесткости в рассмотренных пределах сказывается меньше.

Данные, приведенные в табл. 2, показывают, что с увеличением жесткости относительные потери через клапан возрастают. Это связано с тем, что при большей жесткости возникают колебания пластин клапана, и его средний относительный ход становится меньше, а значит, суммарная проходная площадь в течение процесса всасывания или нагнетания будет меньше.

В таблице приведены максимальные скорости подъема к ограничителю и посадки на седло пластин клапанов. Эти параметры определяют надежность работы клапанов. При увеличении жесткости снижается максимальная скорость подъема к ограничителю во всасывающем клапане. В нагнетательном клапане скорость растет, но менее заметно. Скорость посадки на седло для обоих клапанов возрастает, что снижает их надежность. Углы закрытия клапанов при увеличении жесткости пружины уменьшаются, однако для рассматриваемых случаев закрытие клапанов происходит с запаздыванием (для всасывающего клапана значение больше 180 град, для нагнетательного – больше 360 град).

Таблица 2

Параметры клапанов при различных значениях *c*

Table 2

Valve parameters for different values of *c*

Номер пластины	Относительные потери давления, %	Максимальная скорость, м/с		Средний относительный ход	Угол закрытия, град.
		к ограничителю	к седлу		
Всасывающий клапан					
1	3,63	1,430	0,460	0,756	211
	5,56	1,259	0,670	0,439	203
2	–“–	1,434	0,471	0,757	212
		1,248	0,650	0,450	204
3	–“–	1,436	0,465	0,757	211
		1,256	0,632	0,450	204
Нагнетательный клапан					
1	6,79	2,304	0,563	0,828	384
	7,31	2,348	0,753	0,563	381
2	–“–	2,306	0,554	0,831	383
		2,361	0,723	0,574	380
3	–“–	2,307	0,549	0,831	384
		2,367	0,715	0,574	381

Примечание: Значения сверху приведены для c = 200 Н/м, снизу – для c = 1000 Н/м.

Таблица 3

Параметры клапанов при различных значениях x_{max}

Table 3

Valve parameters for different values of x_{max}

Номер пластины	Относительные потери давления, %	Максимальная скорость, м/с		Средний относительный ход	Угол закрытия, град.
		к ограничителю	к седлу		
Всасывающий клапан					
1	4,78	1,270	0,487	0,752	202
	3,62	1,553	0,772	0,507	209
2	–“–	1,276	0,848	0,762	201
		1,563	0,792	0,505	209
3	–“–	1,279	0,477	0,762	202
		1,568	0,777	0,505	208
Нагнетательный клапан					
1	8,65	1,947	0,677	0,794	377
	5,82	2,929	0,848	0,664	371
2	–“–	1,951	0,758	0,790	378
		2,936	0,827	0,662	371
3	–“–	1,953	0,749	0,790	378
		2,939	0,817	0,662	371

Примечание: Значения сверху приведены для x_{max} = 1,5 мм, снизу – для x_{max} = 3 мм.

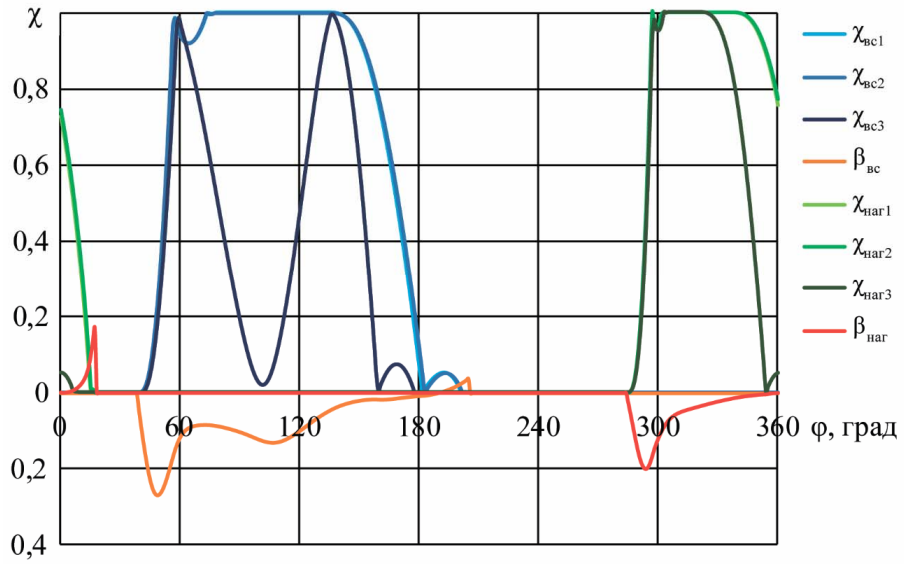


Рис. 7. Диаграмма движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при $c_{1,2}$ = 400 Н/м c_3 = 1000 Н/м

Fig. 7. Diagram of valve movement and relative pressure loss in valves at $c_{1,2}$ = 400 N/m c_3 = 1000 N/m

В табл. 3 приведены численные результаты, характеризующие работу клапанов при различных значениях максимальной высоты подъема клапана x_{max} (жесткость пружин c = 400 Н/м).

Из табл. 3 видно, что с увеличением максимальной высоты подъема клапана относительные потери уменьшаются, т.к. площадь проходного сечения клапана больше. Скорости подъема к ограничителю и посадки на седло у обоих клапанов возрастают, что снижает их надежность. Средний относительный ход клапана уменьшается, особенно это заметно на всасывающем клапане.

Рассмотрим влияние жесткости пружины при изменении ее значения на отдельной пластине. На рис. 7 приведены результаты моделирования при значении жесткости пружины на третьей пластине, равном 1000 Н/м.

Рисунок показывает, что увеличение жесткости только третьей пластины приводит к нарушению синхронности движения пластин и пружин клапана, а следовательно, к разной надежности отдельных элементов. При этом влияние жесткости пружины на рассматриваемую пластину аналогично результатам, приведенным выше.

Заключение

Проведенное исследование показывает, что несвоевременное закрытие клапана приводит к обратным перетеканиям газа, что снижает производительность компрессора. При значениях среднего относительного хода меньше 0,6 запорный орган находится в режиме колебаний, а это, в свою очередь, приводит к увеличению потерь давления и снижению надежности клапана. Варьируя параметры жесткости пружин, максимальный ход клапана и пр., можно подобрать их оптимальные значения для каждого конкретного рассматриваемого объекта. Исследование показало, что минимум относительных потерь давления еще не свидетельствует об оптимальных параметрах клапана. Поэтому в ходе оптимизации необходимо контролировать скорости подъема к ограничителю и посадки на седло (рекомендуемые значения, приводимые в литературе, находятся в пределах 1,5–2 м/с), углы закрытия клапанов и т. д., а также соблюдать идентичность траекторий всех рабочих пластин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фотин Б.С.** Поршневые компрессоры / Под общ. ред. Б.С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.

2. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2008. 711 с.

3. **Френкель М.И.** Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 740 с.

4. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2006. 456 с.

5. **Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П.** Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. 158 с.

6. **Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н.** Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих клапанов поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 17–20.

7. **Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph.** Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2058.

8. **Bin Tang, Yuanyang Zhao, Liansheng Li, Le Wang, Guangbin Liu, Qichao Yang, Haiping Xu, Feng Zhu, Wenhui Meng.** Dynamic characteristics of suction valves for reciprocating compressor with stepless capacity control system // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2013. Vol. 228. P. 104–114.

9. **Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н.** Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3. С. 72–76.

10. **Taranović D., Davinić A., Pešić R.E., Glišović Ja., Milojević S.** Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles // Tehnički vjesnik 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.

11. **Хрусталев Б.С.** Расчет рабочих процессов в одно- и многоступенчатом поршневом компрессоре методами математического моделирования // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 14–15. С. 15–23.

12. **Ignatiev K.M., Chrustalev B.S., Perevozchikov M.M., Zdaslinsky V.B.** Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor., Proc. of the 1996 Int-l Comperssor Eng. Conf. at Purdue. W. Laafayette, IN, USA. Vol. 1. P. 201–210.

13. **Бусаров С.С., Васильев В.К., Бусаров И.С., Недовенчаный А.В., Титов Д.С., Щербань К.В., Громов А.Ю.** Статические продувки клапанов тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. 2017. № 2. С. 72–76.

14. **Gasche J.L., Arantes D.M., Andreotti T.** Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model // International Compressor Engineering Conference. 2014. P. 2284.

15. **Маковеева А.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий А.А., Ганжа В.Ю.**. Моделирование самодействующих многоэлементных клапанов с уменьшением числа пластин при анализе работы ступеней поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 21–26.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич – *кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.06.2018

REFERENCES

[1] **Fotin B.S.** Porshnevyye kompressory / Pod obshch. red. B.S. Fotina. L.: Mashinostroyeniye, 1987. 372 s. (rus.)

[2] **Plastinin P.I.** Porshnevyye kompressory. Tom 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii. 3-e izd., dop. M.: KolosS, 2008. 711 s. (rus.)

[3] **Frenkel M.I.** Porshnevyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1969. 740 s. (rus.)

[4] **Plastinin P.I.** Porshnevyye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet. 3-e izd., dop. M.: KolosS, 2006. 456 s. (rus.)

[5] **Kondratyeva T.F., Isakov V.P.** Klapany porshnevykh kompressorov. L.: Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, 1983. 158 s. (rus.)

[6] **Sarmanayeva A.F., Mustafin T.N., Chekushkin G.N.** Raschetno-eksperimentalnoye issledovaniye raboty

samodeystvuyushchikh klapanov porshnevykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 17–20. (rus.)

[7] **Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph.** Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2058.

[8] **Bin Tang, Yuanyang Zhao, Liansheng Li, Le Wang, Guangbin Liu, Qichao Yang, Haiping Xu, Feng Zhu, Wenhui Meng.** Dynamic characteristics of suction valves for reciprocating compressor with stepless capacity control system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2013. Vol. 228. P. 104–114.

[9] **Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N.** Matematicheskaya model porshnevogo pnevmodvigatelya s samodeystvuyushchimi klapanami. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013. №3. S. 72–76. (rus.)

[10] **Taranović D., Davinić A., Pešić R.E., Glišović Ja., Milojević S.** Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik* 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.

[11] **Khrustalev B.S.** Raschet rabochikh protsessov v odno- i mnogostupenchatom porshnevom kompressore metodami matematicheskogo modelirovaniya. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 1997. № 14–15. S. 15–23. (rus.)

[12] **Ignatiev K.M., Chrustalev B.S., Perevozchikov M.M., Zdaslinsky V.B.** Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor., *Proc. of the 1996 Int-l Comperssor Eng. Conf. at Purdue*. W.Laafayette, IN, USA. Vol. 1. P. 201–210.

[13] **Busarov S.S., Vasilyev V.K., Busarov I.S., Nedovenchanyy A.V., Titov D.S., Shcherban K.V., Gromov A.Yu.** Staticheskiye produvki klapanov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevykh kompressornykh stupeney. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2017. № 2. S. 72–76. (rus.)

[14] **Gasche J.L., Arantes D.M., Andreotti T.** Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model. *International Compressor Engineering Conference*. 2014. P. 2284.

[15] **Makoveyeva A.S., Prilutskiy A.I., Prilutskiy A.A., Ganzha V.Yu.** Modelirovaniye samodeystvuyushchikh mnogoelementnykh klapanov s umensheniyem chisla plastin pri analize raboty stupeney porshnevykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2018. № 1. S. 21–26. (rus.)

THE AUTHORS

KOTLOV Andrei A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

Received: 04.06.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240306
УДК 536+669

Л.В. Зысин[1], Л.П. Стешенков[2]

1 – Институт интегративных исследований (ИИИ), г. Хайфа, Израиль
2 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ВЛАЖНОПАРОВОМ ОХЛАЖДЕНИИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Интерес к паровому охлаждению делает актуальными исследования специфических особенностей теплообмена водяного пара и увлажнённого воздуха. Ранее они выполнены применительно к задачам охлаждения газовых турбин. В предлагаемой статье применительно к задаче использования влажного и насыщенного пара для охлаждения лопаточного аппарата газовых турбин рассматриваются возможные режимы охлаждения при движении увлажнённых потоков в плоских каналах. На основе анализа экспериментальных данных предлагаются возможные физические модели процессов тепло- и массопереноса. Обсуждаются условия, при которых могут быть получены максимальные значения теплоотдачи, в том числе для ГТУ, работающих автономно (когда в тепловой схеме отсутствует генерация пара), возможность использовать в качестве охлаждающего агента воздух с диспергированной влагой вместо влажного пара.

Ключевые слова: газовые турбины, увлажнёный поток, влажный пар, температурный фактор, интенсификация теплообмена, режимы течения, жидкостная плёнка.

Ссылка при цитировании:
Л.В. Зысин, Л.П. Стешенков. Теплообмен при влажнопаровом охлаждении газовых турбин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 68–79. DOI: 10.18721/JEST.240306.

L.V. Zyssin[1], L.P. Steshenkov[2]

1 – Integrative Recearche Institute, Haifa, Israel
2 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

SOME ISSUES IN HEAT TRANSFER OF WET-STEAM COOLING OF GAS TURBINES

The interest in steam cooling makes it urgent to consider the specific features of heat exchange of water vapor and humidified air, previously performed in connection with the cooling tasks of gas turbines. Regarding the task of using wet and saturated steam to cool the gas turbine blade system, possible cooling modes are considered for motion of humidified flows in flat channels. Based on the analysis of the experimental data, possible physical models of heat and mass transfer processes are proposed. We have discussed the conditions under which the maximum values of heat transfer can be obtained, in particular, for GTUs operating autonomously, where there is no steam generation in the thermal scheme, and the possibility of using air with dispersed moisture as a cooling agent instead of wet steam.

Keywords: gas turbines, moisturized flow, wet steam, temperature factor, enhancement of heat transfer, flow regimes, liquid layer.

Citation:
L.V. Zyssin, L.P. Steshenkov, Some issues in heat transfer of wet-steam cooling of gas turbines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 68–79, DOI: 10.18721/JEST.240306.

Введение

В 60-х годах прошлого века, когда ещё только закладывались теоретические основы современных парогазовых установок (ПГУ), у нас в стране и за рубежом было указано на целесообразность применения водяного пара для охлаждения элементов проточной части газовых турбин, работающих в составе ПГУ [1, 2]. Однако далее совершенствование газовых турбин пошло путём развития воздушного охлаждения [3]. Только в конце века, когда возможности воздушного охлаждения были исчерпаны, некоторые ведущие энергомашиностроительные фирмы обратились к паровому охлаждению. Его предполагают использовать для первой ступени турбины, сохранив на последующих ступенях воздушное охлаждение [4]. Последнее, очевидно, связано с обеспечением возможности автономной работы газотурбинных установок – идея, что для ПГУ нужны специальные *газопаровые турбины* [5], по сей день остаётся невостребованной.

Проявление нынешнего интереса к паровому охлаждению делает актуальным рассмотрение некоторых особенностей теплообмена влажного пара и увлажнённого воздуха. Исследования, выполненные ранее применительно к задачам охлаждения газовых турбин [6], позволили установить, что незначительная влажность охлаждающего агента $\bar{G} = G_ж / (G_с + G_ж)$, где $G_с$ и $G_ж$ – составляющие в потоке газообразной и капельножидкой фаз, позволяет увеличить теплоотдачу в несколько раз. Одновременно отмечалось, что переход к кризису теплоотдачи для таких потоков носит не скачкообразный, а плавный характер.

Сходные явления были обнаружены относительно недавно для водных дисперсий наночастиц (наножидкостей). Отмечаются аномальные теплофизические свойства таких жидкостей, увеличение пороговых тепловых нагрузок до наступления кризиса теплообмена, существенное увеличение теплообмена и целый ряд других факторов, обусловливающих нарастающий интерес к применению наножидкостей для широкого круга технических устройств, в которых требуется отведение значительных тепловых потоков.

Цели и задачи. Имеющиеся данные по указанным выше явлениям противоречивы, а физическая природа наблюдаемых явлений не до конца ясна. Исследования в данном направлении последние 15 лет в разных странах интенсивно развиваются, что следует из обзоров [7, 8]. В этой связи представляет интерес анализ данных работы [6] с учётом совокупности современных представлений о механизме теплообмена в двухфазных системах [9, 10] и данных о кипении наножидкостей [11].

Режимы теплообмена

Для оценки влияния на теплообмен мелкодисперсной взвешенной влаги, присутствующей в потоке, воспользуемся *коэффициентом интенсификации*

$$Z = \mathrm{Nu}^*/\mathrm{Nu}_0 , \qquad (1)$$

который представляет отношение чисел Нуссельта при двухфазном (Nu^*) и однофазном (Nu_0) течениях. Если полагать, что в обоих случаях течения теплоотдача может описываться зависимостями вида $\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$, где Re и Pr – определяющие процесс числа подобия Рейнольдса и Прандтля, то такой подход позволяет автоматически учесть и исключить в дальнейшем рассмотрение влияния на процесс числа Re, конечно, в пределах одного режима течения. Анализ опытных данных, полученных в работе [6], позволяет сделать вывод, что при течении дисперсного увлажнённого потока в плоских каналах имеет место сильная зависимость *коэффициента интенсификации* Z от величины *температурного фактора* $\psi = T_w / T_0$ (T_w – температура охлаждаемой поверхности, а T_0 – температура охлаждающего агента). Типичный пример соответствующей зависимости показан на рис. 1, где приведена выборка экспериментальных данных, полученных при разных значениях удельной весовой влажности охлаждающего агента $\bar{G}$ и в относительно узком диапазоне (от $0{,}5 \cdot 10^5$ Вт/м^2

до $4{,}8 \cdot 10^5$ Вт/м^2) величины теплового потока q. На рисунке можно выделить три характерные области с разными режимами теплообмена. Рассмотрим специфические особенности механизма теплосъёма на каждом из этих режимов.

1. *«Мокрый» режим*. Режим интенсивного теплообмена, при котором вся теплообменная поверхность покрыта плёнкой жидкости. Он характеризуется малой разностью температуры стенки T_w и температуры охлаждающего агента T_0. Температурный фактор $\psi = T_w / T_0$ для этого режима находится в области $\psi \leqslant 1{,}05–1{,}15$. Величина коэффициента интенсификации Z при этом находится в пределах 10–70. Его зависимость от удельной весовой влажности при малых значениях $\bar{G}$ весьма сильная, однако, достигнув некоторого предельного значения при $\bar{G} \approx 0{,}03–0{,}06$, становится далее мало заметной. Порядок величин коэффициентов теплоотдачи в данном режиме заставляет предположить наличие в пограничном слое интенсивного испарения.

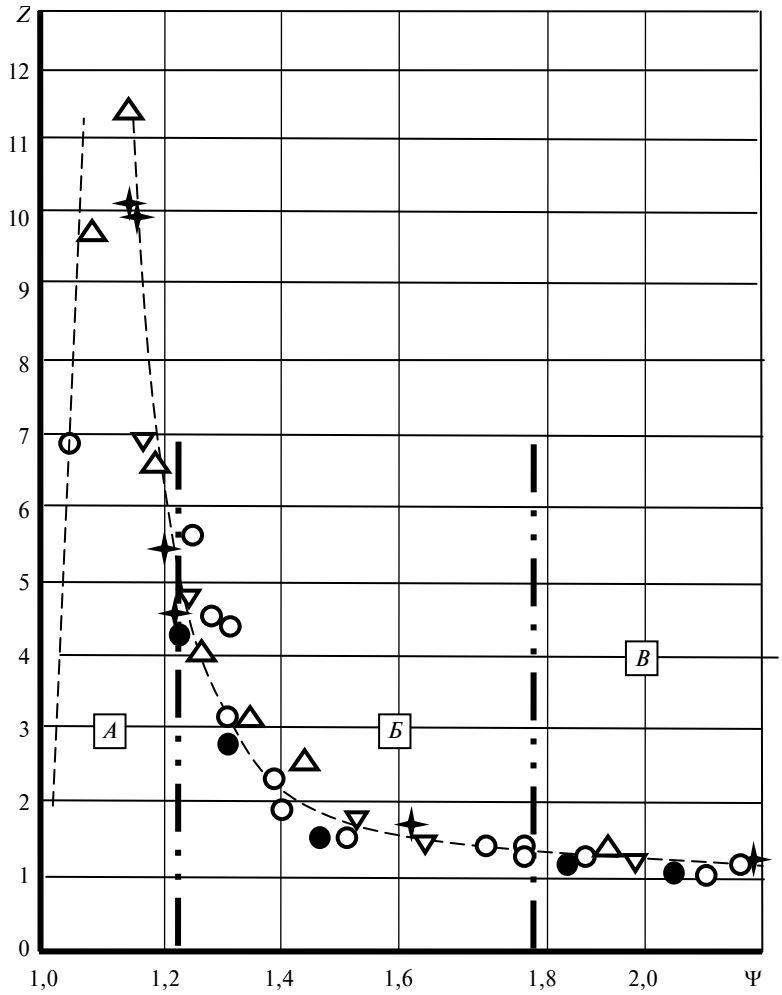


Рис. 1. Режимы теплообмена: *А – «мокрый»; Б – переходный, В – «сухой»*;
$q = (1{,}4–4{,}1)\ 10^5$ кВт/м^2; $\bar{G}$: 0,023 – ●; 0,046 – ○; 0,056 – Δ; 0,090 – ∇; 0,120 – ✦

Fig. 1. Heat exchange modes: *A* – «wet»; *B* – transitional, *B* – «dry»;
$q = (1{,}4–4{,}1)\ 10^5$ kW/m^2; $\bar{G}$: 0,023 – ●; 0,046 – ○; 0,056 – Δ; 0,090 – ∇; 0,120 – ✦

Казалось бы, этот режим должен представлять наибольший интерес для систем охлаждения газовых турбин, однако возможности его практического применения весьма ограничены. Действительно, при одноконтурной системе охлаждения, если принять $T_w = 600$ °C, то условию $\psi = 1{,}15$ будет соответствовать температура $T_0 = 480$ °C, т. е. параметры пара должны лежать в сверхкритической области. Даже если принять $T_w = 400$ °C, то и тогда потребуется иметь давление охлаждающего пара 10 МПа. Очевидно, что в обоих случаях при проектировании возникнут серьёзные конструктивные трудности. Если для сохранения «мокрого» режима пойти на снижение давления охлаждающего агента, то это вызовет переохлаждение теплообменной поверхности, а как следствие, значительные температурные напряжения в деталях проточной части и потерю работоспособности турбины. По этим соображениям без каких-либо серьёзных изменений конструкции турбины подобный режим вряд ли найдёт применение.

2. «*Сухой» режим*. Режим, при котором влага на теплообменной поверхности отсутствует, наиболее прост для расчёта. Наличие испаряющейся в потоке взвешенной влаги стабилизирует его температуру, оказывает влияние на турбулентные пульсации. В результате коэффициент интенсификации оказывается незначительно выше, чем при однофазном течении: $Z \approx 1{,}0–1{,}3$. Неоспоримое достоинство данного режима в том, что его применение не потребует каких-либо изменений в конструктивном оформлении системы охлаждения. Он может найти применение в тех случаях, когда по каким-либо соображениям необходимо обеспечивать постоянную температуру охлаждающего агента (например, при малых его расходах и большой протяжённости тракта охлаждения). При этом должна выбираться такая начальная степень влажности, чтобы на выходе из тракта охлаждения выполнялось условие $d > 0$. Расчёт такой системы не вызывает труда и может быть выполнен по формулам для однофазного потока с введением поправок согласно величине Z.

3. *Переходный режим*. По интенсивности теплоотдачи он занимает промежуточное положение между двумя предыдущими режимами и характеризуется плавным уменьшением коэффициента интенсификации ($Z \approx 1{,}3–10$), при этом ψ возрастает от 1,2 до 2,0. Визуальные наблюдения показали, что в переходном режиме плёнка на теплообменной поверхности разрывается на отдельные жгуты, пульсирующие в направлении перпендикулярном движению потока. Постепенно утоняясь, они при $\psi = 2{,}0$ исчезают, что указывает на возникновение кризиса теплообмена II-го рода.

«Переходный режим» наиболее интересен для систем охлаждения влажным паром, так как охватывает наиболее применимую область изменения ψ, но одновременно такой режим наиболее сложен для аналитического описания, а потому на нём следует остановиться подробно. В данном режиме сосуществуют конвективный теплообмен, охлаждение за счёт испарения и турбулизация потока из-за непрерывного выпадения влаги в пограничный слой. При этом выпадение влаги и испарение являются встречными процессами, определяющими количество влаги в пограничном слое. Если процесс выпадения влаги превалирует, может существовать устойчивая плёнка; если же испарение превалирует, идёт процесс высыхания плёнки. Перенос влаги, связанный с движением основного несущего потока, препятствует процессу ее выпадения. В результате имеет место сложное взаимодействие разных связанных между собой процессов в неоднородном пограничном слое.

Аэродинамическая сторона рассматриваемого процесса, очевидно, будет определяться как количеством влаги, выпавшей на поверхность, так и процессами теплообмена, связанными с испарением этой влаги. Аналитическое решение [12] задачи о количестве $G_{\text{вып}}$

влаги, выпавшей из потока на поверхность, в предположении равенства скоростей капель и также при условии, что каждая частица увлекается крупномасштабными пульсациями в газе, даёт для количества выпавшей влаги выражение

$$\frac{G_{\text{вып}}}{G_{\text{г}}} = \frac{0,022}{\text{Re}_{\text{г}}^{025}} G^{-0,74}. \qquad (2)$$

Отсюда следует, что при неизменном значении числа Re количество выпавшей влаги пропорционально влагосодержанию $\overline{G}$ в степени $n = 0,74$ и не зависит от теплового потока q. В то же время количество испаряющейся из плёнки влаги будет сильно зависеть от величины q (так как скорость испарения пропорциональна $\frac{q}{r\gamma''}$, где r – теплота испарения, γ'' – удельный вес пара), а также от степени перегрева, т. е. в конечном счёте от разности температур между стенкой и газом. Таким образом, по мере увеличения q и ψ утолщение плёнки прекратится и наступит момент, когда количество выпавшей влаги уже не сможет скомпенсировать её испарение и плёнка начнёт утоняться. Далее, при достижении некоторой критической её толщины в результате действия сил поверхностного натяжения плёнка разрывается, и жидкость на поверхности движется в виде отдельных жгутов, что полностью согласуется с результатами визуальных наблюдений (см. [6]). Силы поверхностного натяжения стремятся уменьшить площадь жгутов; в результате толщина плёнки в жгутах возрастает и дальнейшее испарение приводит только к уменьшению поверхности, занятой жидкостью, не вызывая обычно повторных её разрывов. Такой процесс продолжается вплоть до полного испарения жидкости. При незначительном дефиците выпадающей влаги жгутовая форма течения жидкости может сохраняться на значительной длине. Наличие отмеченных в работе [6] пульсаций жгутов в направлении поперечном течению позволяет предположить, что они связаны с реактивными силами, возникающими при выделении пара с торцевых поверхностей плёнки.

Таким образом, при возникновении жгутового движения жидкости на теплообменной поверхности протекают практически два различных процесса теплообмена. Первый обусловлен испарением влаги с поверхности, температура которой незначительно выше температуры насыщения. Второй связан с отсутствием влаги на поверхности; в этом случае мыслима достаточно высокая температура поверхности теплообмена. В результате непрерывного перемещения жгутов по поверхности теплообмена на последней устанавливается некоторая средняя температура, обусловленная соотношением между «мокрой» и «сухой» областями.

Рассмотренный режим представляет собой специфический тип *кризиса теплообмена*, однако ввиду отсутствия характерного для кризиса скачкообразного изменения уровня теплоотдачи мы предпочли назвать его переходным.

Для формулирования полной системы уравнений, описывающей указанное явление, нет достаточного объёма сведений о механизме процессов тепло- и массопереноса на данном режиме. Рассмотрим возможности приближённых подходов.

Если предположить что в силу малого влагосодержания основного (несущего) потока для описания процесса течения допустимо использовать уравнение однофазного потока – уравнение Навье–Стокса, то можно при обычных упрощениях, соответствующих рассматриваемой задаче, в качестве единственного критерия, характеризующего аэродинамическую обстановку процесса, получить критерий Рейнольдса ($\text{Re} = wl/\nu$; здесь w – скорость, ν – коэффициент кинематической вязкости при температуре потока, l – эквивалентный диаметр канала или текущая координата в направлении движения).

Если далее абстрагироваться от сносящего действия основного потока и рассматривать процесс теплообмена между каплями, движу-

щимися параллельно к поверхности нагрева и пограничным слоем, то изменение теплового потока в элементе пограничного слоя можно записать в виде

$$dQ = \lambda'' \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} dy\, df, \qquad (3)$$

где λ'' – теплопроводность сухого насыщенного пара.

Если пренебречь торможением капель на участке dy, то из условия (3) получается уравнение

$$dy = \frac{\partial}{\partial y}\left[d_к\left(i_s'' - i_s'\right)\right]dy, \qquad (4)$$

где $d_к$ – весовое содержание влаги в выделенном элементе, i_s'' и i_s' – энтальпии соответственно пара и воды на линии насыщения.

Отсюда получаем один определяющий критерий (критерий Кутателадзе):

$$\mathrm{Ku} = \frac{i_s'' - i_s'}{c_p\left(T_w - T_s\right)}. \qquad (5)$$

Здесь c_p – средняя теплоёмкость процесса.

Для случая, когда несущим взвешенную влагу является не пар, а неконденсирующийся газ, можно принять температуру капель вне пограничного слоя равной температуре газа, и тогда критерий Ku предстанет в виде

$$\mathrm{Ku} = \frac{i_0 - i_s'}{c_p\left(T_w - T_0^*\right)}, \qquad (5')$$

где T_0^* и i_s' – соответственно температура заторможенного потока и энтальпия при этой температуре.

Для случая течения потока с постоянными температурой и давлением критерий Ku легко может быть связан с температурным фактором ψ соотношением

$$\mathrm{Ku} = \frac{\mathrm{const}}{T_0\left(\psi - 1\right)} = \frac{C}{\psi - 1}, \qquad (6)$$

где C – некоторая константа, зависящая от температуры и давления несущего влагу потока.

Соотношения (5), (6) для условий описываемых опытов представлены графически на рис. 2.

Если принять для расчёта выпавшей влаги приближённую постановку работы [9], то согласно уравнению (2) в число определяющих процесс критериев кроме числа Re следует ввести симплекс $\bar{G}$. Однако уравнение (2) не учитывает процесса испарения, направленного встречно процессу выпадения влаги. Для учёта этого обстоятельства введём уравнение теплообмена при парообразовании, которое, как известно [9], даёт два основных критерия:

$$\mathrm{Re}_* = \frac{q}{r\gamma''\nu}\left(\frac{\sigma}{\gamma' - \gamma''}\right)^{0,5}; \quad \mathrm{Pr} = \frac{\nu}{a}. \qquad (7)$$

Здесь σ – коэффициент поверхностного натяжения, a – температуропроводность.

Таким образом, интенсивность теплообмена при обтекании поверхности потоком, несущим взвешенную влагу, будет описываться следующей системой критериев:

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \bar{G}, \mathrm{Ku}, \mathrm{Re}_*, \frac{\gamma''}{\gamma'} f), \qquad (8)$$

где f – некоторый параметр, определяющий геометрию канала.

Для частного случая, когда давление и температуру потока, несущего взвешенную влагу, можно считать постоянными, выражение (8) может быть записано в виде

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Nu}(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \bar{G}, \psi, \bar{q}, f). \qquad (8')$$

Здесь $\bar{q} = \frac{q}{q_0}$, причём $q_0 = \frac{r\gamma''\nu}{\sqrt{\frac{\sigma}{\gamma' - \gamma''}}} = \mathrm{const}$.

Сопоставление формулы (8') с зависимостью, полученной в работе [6], указывает на их идентичность. Действительно, если предположить, что влияния чисел Re и Pr в рассматриваемом случае течения увлажнённого потока будет таким же, как и для сухого, то для случая влажного потока газа выражение (8') можно представить в виде

$$\mathrm{Nu} = X\left(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}\right) Y(\bar{G}, \psi, \bar{q}, f). \qquad (9)$$

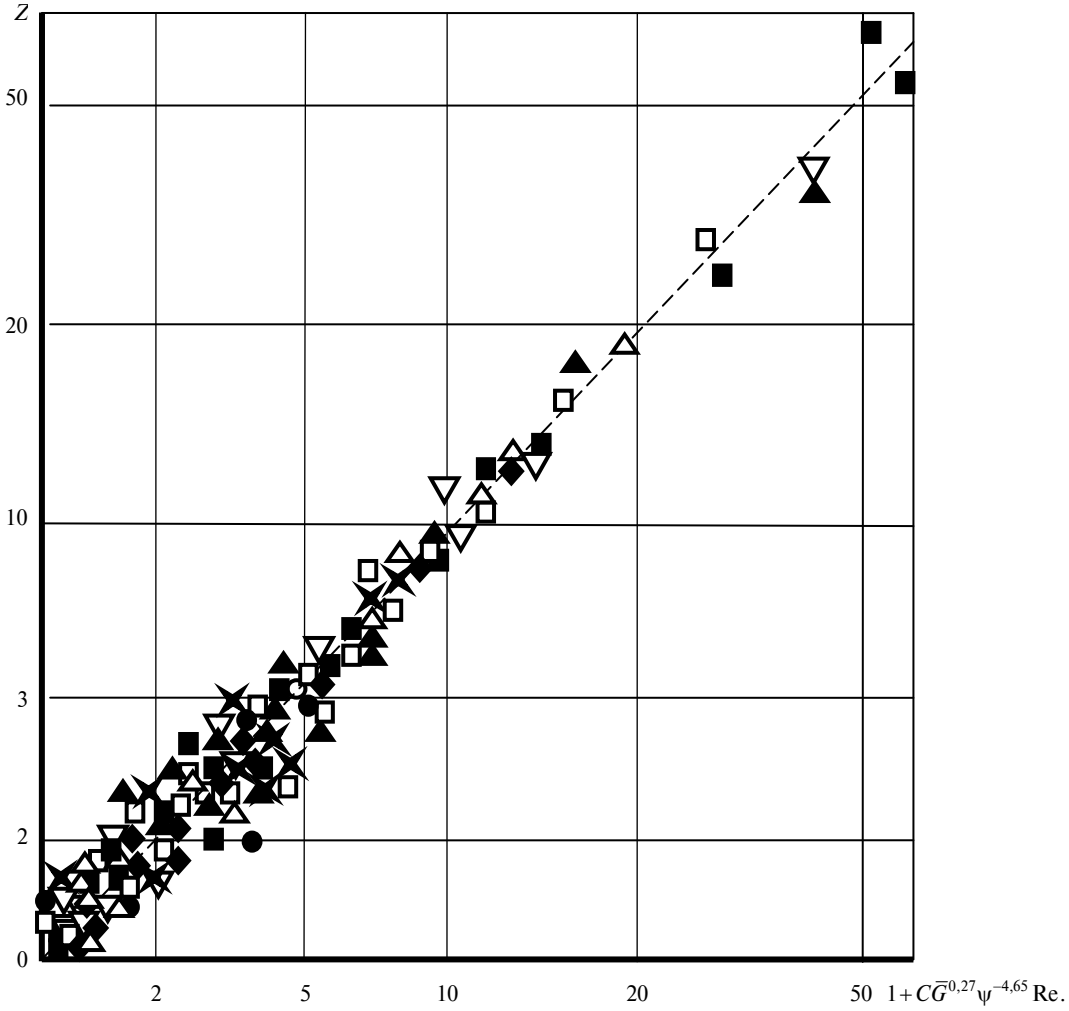


Рис. 2. Обобщение опытных данных с помощью критериальной зависимости (11): *1* (●) – гладкий одиночный стержень, $f = 1$, $\bar{G} = 0{,}015–0{,}04$; *2* (◆) – то же, $G = 0{,}06–0{,}1$, *3* (▲) – то же; $G = 0{,}12–0{,}14$; *4* (□) – оребрённый одиночный стержень, $f = 2{,}5$, $\bar{G} = 0{,}018–0{,}07$; *5* (▽) – оребрённый одиночный стержень, $f = 3{,}5$, $\bar{G} = 0{,}01–0{,}8$; *6* (△) – пакет гладких стержней, $f = 1$, $\bar{G} = 0{,}02–0{,}09$; *7* (■) – пакет оребрённых стержней, $f = 2{,}5$, $\bar{G} = 0{,}02–0{,}09$; *8* (✕) – пакет оребрённых стержней, $f = 3{,}5$, $\bar{G} = 0{,}02–0{,}09$.

Fig. 2. Generalization of the experimental data by means of criterial dependence (11): *1* (●) – smooth single rod, $f = 1$, $\bar{G} = 0{,}015–0{,}04$; *2* (◆) – the same, $G = 0{,}06–0{,}1$, *3* (▲) – the same, $G = 0{,}12–0{,}14$; *4* (□) – finned single rod, $f = 2{,}5$, $\bar{G} = 0{,}018–0{,}07$; *5* (▽) – finned single rod, $f = 3{,}5$, $\bar{G} = 0{,}01–0{,}8$; *6* (△) – package of smooth rods, $f = 1$, $\bar{G} = 0{,}02–0{,}09$; *7* (■) – a package of finned rods, $f = 2{,}5$, $\bar{G} = 0{,}02–0{,}09$; *8* (✕)– a package of finned rods, $f = 3.5$, $\bar{G} = 0{,}02–0{,}09$.

Тогда коэффициент интенсификации теплообмена (1) запишется в виде соотношения

$$Z = Z(\bar{G}, \psi, \bar{q}, f). \qquad (10)$$

Конкретная форма этого уравнения для условий, рассмотренных в работе [6], имеет вид

$$Z = 1 + C\bar{q}\bar{G}^{0,27}\psi^{-4,65}, \qquad (11)$$

где C – коэффициент, связанный с формой обтекаемой поверхности. Как видно из рис. 2, выражение (11) с погрешностью ± 15 % обобщает все экспериментальные данные, которыми мы располагаем.

Способы получения увлажненного потока

Остановимся далее на способах получения увлажнённого потока для охлаждения газовой турбины. Прежде всего, это может происходить в ходе естественного расширения сухого насыщенного пара. В этом случае первичная влага, образующаяся в процессе конденсации переохлаждённого пара, содержится в каплях, которые в зависимости от скорости расширения будут иметь диаметр $d_к$ от 10^7 до 10^{-9} м (см. [13]). Можно также предположить увлажнение потока за счёт распыливания жидкости. Подобный способ позволяет использовать в качестве носителя влаги воздух, что представляет безусловный интерес для автономных ГТУ, где в тепловой схеме отсутствует генерация пара. Наименьшую дисперсность, порядка 10^{-6} м, можно получить при истечении перегретой воды через специальные распыливающие устройства. Форсунки с пневматическим распылом позволяют получить капли с размером $10^{-5} < d_к < 10^{-4}$ м, механические форсунки – ещё крупнее, $10^{-4} < d_к < 10^{-3}$ м. Влагу, направление которой совпадает с движением газового потока ($d_к < 10^{-6}$ м), принято называть мелкодисперсной, она выпадает на стенки канала только в результате действия турбулентных пульсаций. Заметим, что влажный пар может поступать к системе охлаждения по трубопроводу, например из отбора паровой турбины. При достаточной протяженности трубопровода и экономически целесообразной скорости потока вся жидкость будет двигаться в виде ручья по нижней образующей канала (расслоенный режим течения [10]) и дробиться на входе в систему охлаждения с образованием крупных капель.

Крупнодисперсная влага движется в криволинейных каналах по траекториям, сильно отличающимся от траектории несущего потока. Различие траекторий движения фаз приводит к сепарации на стенках канала значительной части влаги. При соударении с поверхностью крупные капли дробятся, рикошетируют. В результате образуется полидисперсный поток, в котором в зависимости от способа увлажнения, формы охлаждающего канала, частоты вращения ротора турбины размеры капель находятся в широких пределах: $10^9 < d_к < 10^{-3}$. Таким образом, при течении увлажнённого потока в криволинейных каналах дисперсность влаги будет существенным образом влиять на ее распределение по поверхности; режим теплообмена при этом будет полностью обусловливаться крупнодисперсной влагой и интенсивностью её сепарации.

При безградиентном течении увлажнённого потока вдоль плоской поверхности, а также при всех случаях движения мелкодисперсного потока можно предположить влияние на условия теплообмена следующих факторов, связанных с размером капли: крупномасштабных турбулентных пульсаций, нормального к поверхности парового потока и времени испарения капли.

Методика расчета

Основой для качественной оценки влияния крупномасштабных пульсаций на траекторию движения капли массой $m_к$ может служить время τ её разгона в двухфазном пограничном слое. Дифференциальное уравнение, описывающее процесс разгона, записано нами в предположении, что частица влаги имеет форму шара и диаметр её не изменяется в процессе разгона, который происходит только под действием аэродинамических сил:

$$m_к \frac{dW_к}{d\tau} = C_x \frac{\pi d_k^2}{4} \frac{\rho''\left(W_г - W_к\right)^2}{2}, \qquad (12)$$

Здесь $W_к$, $W_г$ – скорости соответственно капли и потока в пограничном слое; ρ'' и ρ' – плотности соответственно газообразной и жидкостной фазы.

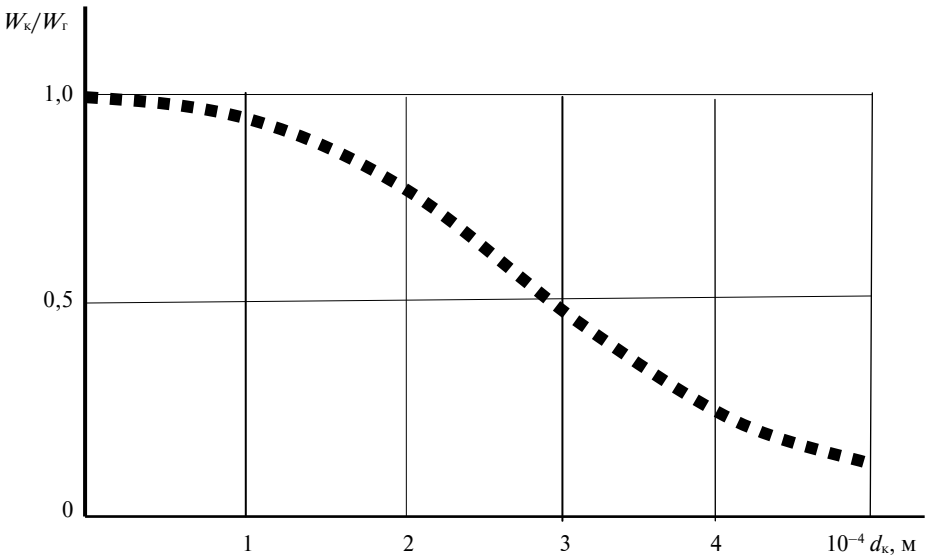


Рис. 3. К вопросу о степени разгона капли
Fig. 3. On the degree of acceleration of droplets

Примем: $C_x = \dfrac{24}{\mathrm{Re}}$, где $\mathrm{Re} = \dfrac{d_к\left(W_г - W_к\right)\rho''}{\mu''}$; μ'' – динамическая вязкость газообразной фазы. Тогда после простых преобразований уравнение (12) запишется так:

$$\frac{dW_к}{d\tau} = \frac{18\mu''}{d_к^2\rho'}\left(W_г - W_к\right), \qquad (13)$$

а его решение будет иметь вид $\dfrac{W_к}{W_г} = 1 - e^{-\left(A\tau/d^2\right)}$, где $A = \dfrac{18\mu''}{\rho'}$.

На рис. 3 дан пример результата расчётов по формуле (13) степени разгона капель разного диаметра при следующих условиях: скорость потока в пограничном слое – $W_г = 1$ м/с; протяженность поверхности охлаждения – 0,1 м. Приведенная кривая показывает: если перед охлаждаемым участком, омываемым продольно двухфазным потоком, газообразная и капельножидкая фазы движутся с одинаковой скоростью, то при условиях, для которых проведен расчёт, капли диаметром более $d_к > 4\cdot10^{-3}$ м окажутся практически нечувствительны к нормальным к поверхности турбулентным пульсациям. Наиболее чувствительными в данных условиях будут мелкодисперсные капли ($d_к < 4\cdot10^{-5}$ м). При увеличении скорости потока и уменьшении протяжённости теплообменной поверхности максимальный диаметр капель, увлечённых турбулентными пульсациями, будет снижаться.

Если предположить возможность применения закона Стокса, то размер капель, которые не смогут достичь нагретой стенки, определится условием

$$\frac{\mu'' g}{\gamma' r_к} < \frac{W_к}{\delta}, \qquad (14)$$

где g – гравитационное ускорение, δ – толщина пограничного слоя.

Если принять толщину пограничного слоя 10^{-3} м и нормальную к поверхности скорость капли $W_к = 10^{-2}$ м/с, то согласно зависимости (14) минимальный диаметр капли, достигшей поверхности теплообмена, составит примерно 10^{-8} м. Таким образом, можно полагать, что в реальных условиях лишь незначительная часть мелкодисперсной влаги не сможет достичь стенки из-за встречного парового потока.

Что касается времени испарения капли, то расчёты, выполненные согласно данным рабо-

ты [14], показывают, что наибольшее влияние диаметра капель на скорость их испарения наблюдается в области значений температурного фактора $\psi \approx 1{,}25$. При больших и меньших значениях ψ влияние дисперсности уменьшается и быстро сходит на нет.

Если принять изложенную в начале статьи физическую модель теплообмена, то при значениях ψ, соответствующих максимальной теплоотдаче при испарении отдельных капель, в условиях рассматриваемой нами задачи теплообмен обусловлен испарением не отдельных капель, а жидкой плёнки, т. е. зависимости от дисперсности на теплообмен вообще быть не может.

При увеличении температурного фактора до $\psi > 2$, согласно нашим представлениям, в процессе теплообмена основную роль начинает играть не испарение плёнки, а испарение отдельных капель. Однако при таких значения ψ дисперсность уже незначительно влияет на процесс испарения. Если учесть, что в наших опытах при $\psi > 2$ значения Z находились в диапазоне $\approx 1{,}0-1{,}3$, то необходимо признать, что изменение Z, вызванное различной дисперсностью содержащейся в потоке взвешенной влаги, лежит за пределами точности проведенных экспериментов.

Обращаясь к результатам экспериментальных исследований кипения наножидкостей, можно заметить некоторое качественное сходство с описанными выше режимами – «сухой стенки» и «переходным». Так, например, для наножидкостей наибольшее влияние на величину критического теплового потока оказывает удельная масса наночастиц на поверхности нагрева [15]. В большинстве публикаций рассматриваются те или иные механизмы высаживания наночастиц на поверхность с образованием пористого слоя. При этом в работе [11] отмечается, что более эффективным для форсирования теплообмена оказывается формирование пристенного слоя непосредственно при кипении наножидкости, чем заранее синтезированный пористый слой. Однако пока говорить об аналогии и сходстве с процессами нанокипения ещё рано, здесь нужны серьёзные, причём междисциплинарные исследования.

Основные выводы из проведенного анализа

1. Влажный пар, как и воздух, содержащий мелкодисперсную влагу, при определённых условиях позволяет поддерживать существенно более высокий теплосъём, чем при охлаждении однофазным охлаждающим агентом. Однако для максимальной интенсификации теплообмена необходимо, чтобы величина температурного фактора ψ на поверхности находилась в области $\psi < 2$. Для этого надо либо существенно захолодить поверхность (до $T_w \approx 150-200$ °C), что вызовет недопустимые температурные градиенты и дополнительные термодинамические потери, либо задаться слишком высоким давлением охладителя (порядка 10 МПа). Поэтому реализация данного режима в условиях реальных систем охлаждения ГТУ маловероятна.

2. Наиболее предпочтителен для реализации в условиях систем охлаждения ГТУ переходный режим течения жидкой плёнки на поверхности. Существование такого режима связано с оптимальной величиной перепада температур между охладителем и охлаждающим агентом, который определяется изменением температурного фактора ψ в диапазоне от 1,2 до 2,0. Одновременно удельная весовая влажности потока $\bar{G}$ на выходе из системы охлаждения должна быть не менее $\bar{G} \geq 0{,}03$.

3. При $\psi > 2{,}0$ имеет место режим «сухой стенки»; влияние диспергированной влаги в данном случае ограничивается термостатированием охлаждающего потока. Для реализации такой возможности следует обеспечить условие $\bar{G} > 0$ на выходе из системы охлаждения.

4. Для ГТУ, работающих автономно, когда в тепловой схеме отсутствует генерация пара, можно в качестве охлаждающего агента использовать воздух с диспергированной влагой вместо влажного пара.

5. Отмечено сходство некоторых особенностей теплообмена в дисперсных потоках с кипением наножидкостей, что требует продолжения детального изучения механизма сопутствующих явлений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кириллов И.И., Зысин В.А., Ошеров С.Я.** Проблема охлаждения высокотемпературной газовой турбины // Энергомашиностроение. 1962. № 12. С. 7–10.

2. **Traupel W.** Kombinierte Gas-Dampf-Turbinen für extreme hohe Temperaturen. BWK. 1962. Bd. 14. Nr. 8. S. 361–367.

3. **Ольховский Г.Г.** Парогазовые установки: вчера, сегодня, завтра // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 38–45.

4. **Тарасов А.И., Гуринов А.А., Чан Конг Шанг.** Сравнительная эффективность парового и воздушного охлаждения диска и лопаток газовой турбины // Харьков: Вістник НТУ «ХПИ». 2006. № 5. С. 47–52.

5. **Зысин Л.В.** Парогазовые и газотурбинные установки. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 377 с.

6. **Зысин Л.В.** Исследование охлаждения элементов проточной части высокотемпературных газовых турбин увлажнённым потоком газа // Теплоэнергетика. 1969. № 6. С. 22–24.

7. **Das S.K., Choi S.U.S., Yu W., Pradeep T.** Nanofluids – Science and Technology. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA. 2008. 397 p.

8. **Chupin A., Hu L.W., Buongiorno J.** Applications of nanofluids to enhance LWR accidents management in in-vessel retention and emergency cooling systems // Proceedings of ICAPP'08: Paper 8043, Anaheim, CA USA. 2008. P. 1707–1714.

9. **Кутателадзе С.С.** Теплоотдача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.

10. **Лабунцов Д.А., Ягов В.В.** Механика двухфазных систем. М.: Издательство МЭИ, 2000. 374 с:

11. **Khabensky V.B., Sirotkina A.L., Almjashev V.I., Fedorovich E.D., Sergeev V.V., Gusarov V.V.** Experimental studies of impact on a critical heat flux the parameters of nanoparticle layer formed at nanofluid boiling // Nanosystems: physics, chemistry, mathematics. 2018. No. 9 (2). P. 279–289.

12. **Агафонова Ф.А., Филиппович Б.С.** Исследование критических тепловых нагрузок в высокоскоростном потоке пароводяной смеси при низких давлениях // ИФЖ. 1966. Т. 10, № 5. С. 620–628.

13. **Френкель Я.И.** Кинетическая теория жидкостей. Л.: Наука, 1975. 592 с.

14. **Боришанский В.М., Арефьев К.М., Палеев И.И., Техтилов Р.Т.** О плёночном кипении // Труды ЦКТИ. 1965. Вып. 62.

15. **Chinchole A.S., Kulkarni P.P., Nayak A.K.** Experimental investigation of quenching behavior of heated zircaloy rod in accidental condition of nuclear reactor with water and water based nanofluids // Nanosystems: physics, chemistry, mathematics. 2016. No. 7(3). P. 528–533.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЗЫСИН Леонид Владимирович – *доктор технических наук научный сотрудник Института интегративных исследований* (*ИИИ*, *Израиль*)
E-mail: lv_zyssin@mail.ru

СТЕШЕНКОВ Леонид Петрович – *кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университет Петра Великого*
E-mail: steshenkov@spbstu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 07.06.2018

REFERENCES

[1] **Kirillov I.I., Zysin V.A., Osherov S.Ya.** Problema okhlazhdeniya vysokotemperaturnoy gazovoy turbiny. *Energomashinostroyeniye*. 1962. № 12. S. 7–10. (rus.)

[2] **Traupel W.** Kombinierte Gas-Dampf-Turbinen für extreme hohe Temperaturen, *BWK*. 1962. Bd. 14. Nr. 8. S. 361–367.

[3] **Olkhovskiy G.G.** Parogazovyye ustanovki: vchera, segodnya, zavtra. *Teploenergetika*. 2016. № 7. S. 38–45. (rus.)

[4] **Tarasov A.I., Gurinov A.A., Chan Kong Shang.** Sravnitelnaya effektivnost parovogo i vozdushnogo okhlazhdeniya diska i lopatok gazovoy turbiny. *Vistnik NTU* «KhPI». 2006. № 5. S. 47–52. Kharkov. (rus.)

[5] **Zysin L.V.** Parogazovyye i gazoturbinnyye ustanovki. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2010. 377 s. (rus.)

[6] **Zysin L.V.** Issledovaniye okhlazhdeniya elementov protochnoy chasti vysokotemperaturnykh gazovykh turbin uvlazhnennym potokom gaza. *Teploenergetika*. 1969. № 6, S. 22–24. (rus.)

[7] **Das S.K., Choi S.U.S., Yu W., Pradeep T.** Nanofluids – Science and Technology. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 2008. 397 p.

[8] **Das S.K., Choi S.U.S., Yu W., Pradeep T.** Applications of nanofluids to enhance LWR accidents management in in-vessel retention and emergency cooling systems. *Proceedings of ICAPP'08*: Paper 8043, Anaheim, CA USA. 2008. P. 1707–1714.

[9] **Kutateladze S.S.** Teplootdacha i gidrodinamicheskoye soprotivleniye. M.: Energoatomizdat, 1990. 367 s. (rus.)

[10] **Labuntsov D.A., Yagov V.V.** Mekhanika dvukhfaznykh sistem. M.: Izdatelstvo MEI, 2000. 374 s: (rus.)

[11] **Khabensky V.B., Sirotkina A.L., Almjashev V.I., Fedorovich E.D., Sergeev V.V., Gusarov V.V.** Experimental studies of impact on a critical heat flux the parameters of nanoparticle layer formed at nanofluid boiling. *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*. 2018. No. 9 (2). P. 279–289.

[12] **Agafonova F.A., Filippovich B.S.** Issledovaniye kriticheskikh teplovykh nagruzok v vysokoskorostnom potoke parovodyanoy smesi pri nizkikh davleniyakh. *IFZh*. 1966. T. 10, № 5. S. 620–628. (rus.)

[13] **Frenkel Ya.I.** Kineticheskaya teoriya zhidkostey. L.: Nauka, 1975. 592 s. (rus.)

[14] **Borishanskiy V.M., Arefyev K.M., Paleyev I.I., Tekhtilov R.T.** O plenochnom kipenii. *Trudy TsKTI*. 1965. Vyp. 62. (rus.)

[15] **Chinchole A.S., Kulkarni P.P., Nayak A.K.** Experimental investigation of quenching behavior of heated zircaloy rod in accidental condition of nuclear reactor with water and water based nanofluids. *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*. 2016. No. 7(3). P. 528–533.

THE AUTHORS

ZYSSIN Leonid V. – *Integrative Recearche Institute* (*Israel*)
E-mail: lv_zyssin@mail.ru
STESHENKOV Leodid P. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: steshenkov@spbstu.ru

Received: 07.06.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240307
УДК 532.529:536.24

В.В. Кривоносова[1], *Н.Н. Кортиков*[2]

1 – ООО «Сименс», Технологии газовых турбин, Горелово, Ленинградская обл., Россия
2 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

АНАЛИЗ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Приведены результаты трехмерного расчета теплового состояния сопловой лопатки первой ступени высокотемпературной газовой турбины с помощью пакетов Thermal&Hydraulic Analysis и ANSYS Fluent. Расхождение расчетных и опытных данных по тепловому состоянию сопловой лопатки не превышает 5 %. Даны рекомендации по усовершенствованию конвективно-пленочной системы охлаждения высокотемпературной турбины за счет выбора рациональной геометрии матрицы штырей, расположенной в окрестности задней кромки сопловой лопатки. Они разработаны на основе методики определения параметров матрицы штырей по заданному приросту сопротивления, обеспечивающих максимальную интенсификацию теплообмена. В результате модернизации геометрии матрицы температурный перепад на корыте лопатки уменьшен на 50 °С, что способствует снижению термонапряжений на ее поверхности.

Ключевые слова: высокотемпературная газовая турбина, сопловая лопатка, ковективно-пленочная система охлаждения, численное моделирование, матрица штырей, интенсификация теплообмена.

Ссылка при цитировании:
В.В. Кривоносова, Н.Н. Кортиков. Анализ и совершенствование системы охлаждения сопловой лопатки газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 80–90. DOI: 10.18721/JEST.240307.

V.V. Krivonosova[1], *N.N. Kortikov*[2]

1 – LLC «Siemens», Technologies of gas turbines, Gorelovo, Leningrad region, Russia
2 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF THE COOLING SYSTEM OF A GAS TURBINE NOZZLE VANE

The paper presents the results of three-dimensional calculation of the thermal state of the first-stage nozzle of a high-temperature gas turbine based on Thermal & Hydraulic Analysis and ANSYS Fluent packages. The discrepancy between the calculated and experimental data on the thermal state of the nozzle blade does not exceed 5%. Recommendations are given to improve the convective film cooling system of a high-temperature turbine by choosing a rational geometry of the pin array located in the vicinity of the trailing edge of the nozzle vane. The recommendations are obtained through applying the technique for determining the parameters of the matrix of pins for a given increase in resistance (or intensification of heat transfer), which ensure maximum intensification of heat transfer. As a result of modernization of the matrix geometry, the temperature gradient on the pressure side of the blade is reduced by 50 °C, which in turn reduces the thermal stresses on its surface.

Keywords: high-temperature gas turbine, nozzle vane, convective-film cooling system, numerical simulation, pattern matrix, heat transter intensification.

Citation:
V.V. Krivonosova, N.N. Kortikov, Analysis and improvement of the cooling system of a gas turbine nozzle vane, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 80–90, DOI: 10.18721/JEST.240307.

В настоящее время основной тенденцией как в отечественном, так и зарубежном газотурбостроении является рост параметров рабочего тела (особенно температуры) на входе в турбину, благодаря чему происходит повышение КПД и удельной мощности установки, снижение удельной массы и габаритов. Рост начальной температуры газа порождает проблему обеспечения работоспособности элементов газотурбинных установок (ГТУ), подверженных воздействию высоких температур газа в сочетании с большими внешними нагрузками. Эта проблема решается, с одной стороны, совершенствованием конструкционных материалов и технологии изготовления деталей ГТУ, контактирующих с высокотемпературным рабочим телом, с другой, – разработкой и внедрением различных систем охлаждения [10–13]. Из всех элементов высокотемпературного тракта в наиболее напряженных условиях работает лопаточный аппарат турбины [1].

Лопатки первой ступени высокотемпературной турбины имеют развитую конвективно-пленочную схему охлаждения, в которой охладитель подается через ряды перфораций на поверхности лопатки, а также корневую и периферийную полки (рис. 1). Расход охлаждающего воздуха на венец может составлять более 9,0 % от расхода воздуха на входе в компрессор. Поэтому так важно повышать эффективность использования охлаждающего воздуха за счет интенсификации теплообмена.

Распространённым способом организации охлаждения сопловых лопаток первой ступени является двуполостная схема. Из первой полости через ряды отверстий перфорации охлаждающий воздух выдувается на поверхность лопатки, формируя струйное заграждение на ее внешней поверхности. Воздух на охлаждение передней полости отбирается непосредственно за компрессором с минимальными потерями давления так, чтобы обеспечить наличие избыточного давления в полости лопатки, необходимое для выдува охлаждающего воздуха в зону входной кромки. При этом уровень конвективного теплообмена в передней полости минимален.

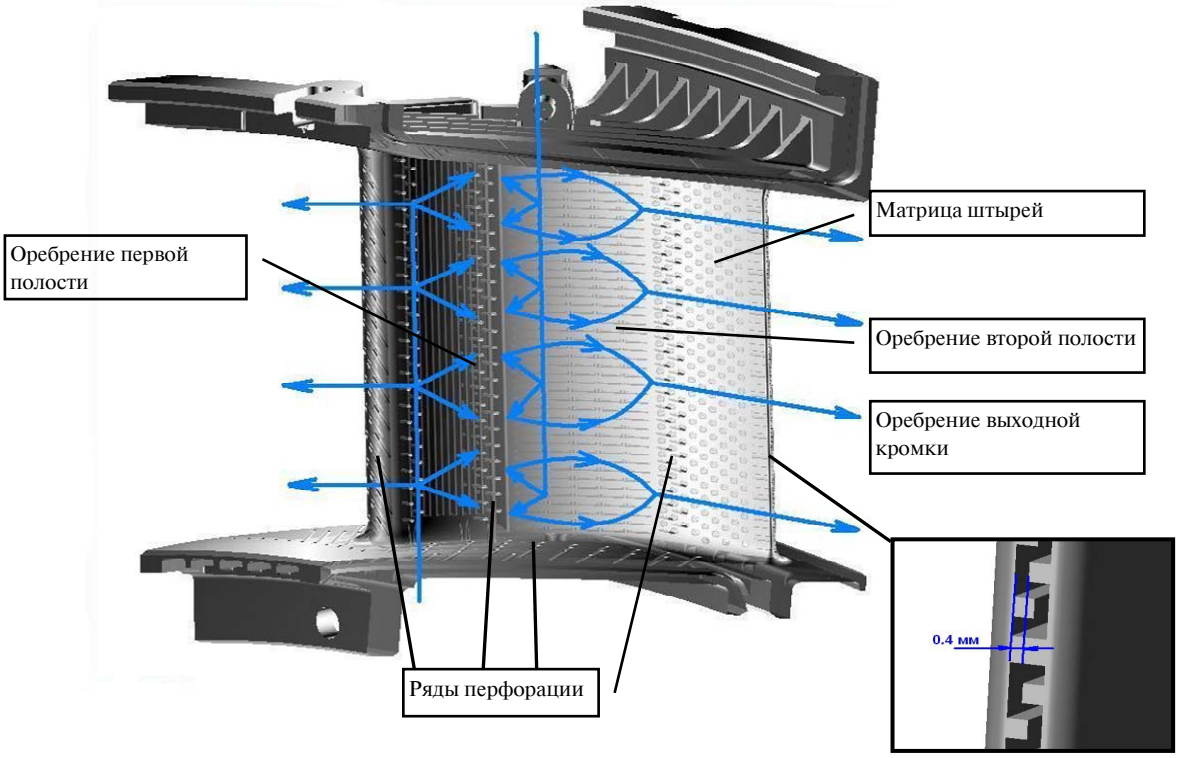


Рис. 1. Схема течения охлаждающего воздуха в полости первой сопловой лопатки высокотемпературной турбины

Fig. 1. Flow diagram of cooling air in the cavity of the first nozzle blade of a high-temperature turbine

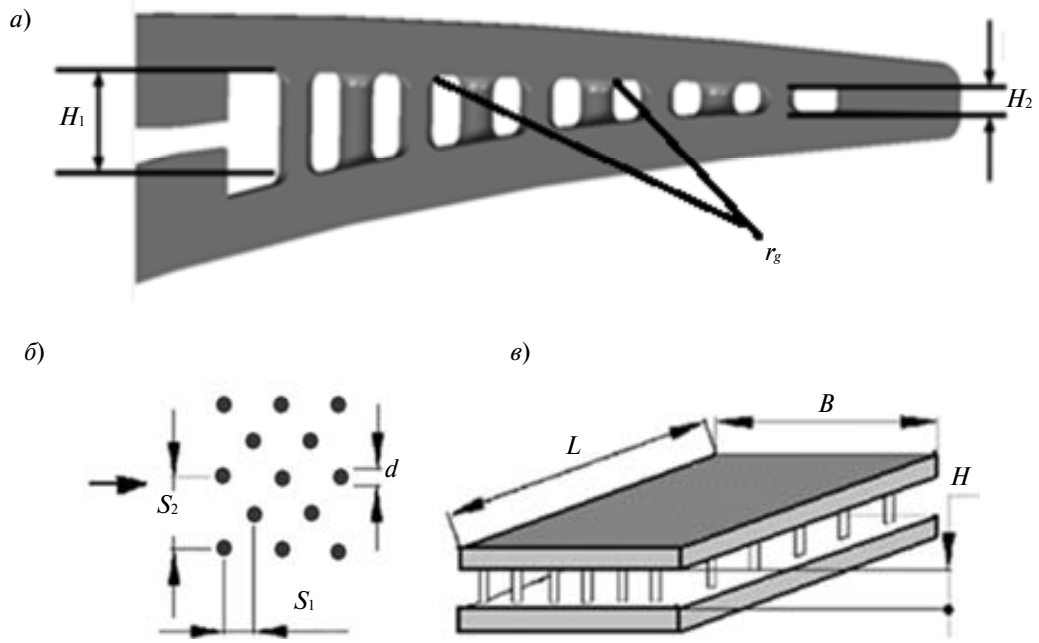


Рис. 2. Конструкция щелевого канала в зоне выходной кромки сопловой лопатки: *а* – матрица штырей с гантелями в канале переменной высоты (H_1, H_2 – высоты на входе и выходе канала, r_g – радиус скругления гантели); *б* – шахматное расположение штырей с характерными обозначениями: S_1 и S_2 – соответственно продольный и поперечные шаги, d – диаметр штыря; *в* – размеры канала с матрицей штырей (L – длина, B – ширина, H – высота)

Fig. 2. Design of a slotted channel in the zone of the trailing edge of the nozzle blades: *a* a matrix of pins with dumbbells in a channel of variable height (H_1, H_2 – height at the inlet and the outlet of the channel, r_g is the radius of the fillet dumbbell); *б* – staggered arrangement of pins with the characteristic symbols: S_1 and S_2 – longitudinal and transverse steps, respectively, d – diameter of pin; *в* – the dimensions of the channel matrix of pins (L – length, B – width, H – height)

Во второй полости воздух подается в пространство между оребренными стенками лопатки и дефлектором через отверстия в носовой и кормовой частях дефлектора. Интенсификация теплообмена внутри сопловой лопатки осуществляется с помощью оребрения поверхности каналов и матрицы штырей (рис. 2). На практике расчет пропускной способности системы охлаждения лопатки, параметров охлаждающего воздуха и теплообмена в каналах полости лопатки выполняется по одномерной модели.

При математическом описании одномерной модели течения используются законы сохранения массы и энергии, аналогичные по своей математической формулировке первому и второму закону Кирхгофа для электрической цепи, а также дополнительные замыкающие соотношения. В качестве замыкающих соотношений применяются зависимости, характеризующие взаимосвязь между падением давления, гидравлическим сопротивлением и расходом, полученные экспериментальным путем. Для моделирования течения в системе каналов, состоящей из большого числа элементов, используется математический аппарат, разработанный в теории графов, который реализован в программном комплексе «*Thermal&Hydraulic Analysis*» (*THA*) [2].

Современные пакеты (в частности, *ANSYSFLUENT*, *STAR-CCM+*) [3, 4] имеют возможность решения 3D-задач, включающих в себя моделирование течения газа в межлопаточном канале и охлаждающего воздуха внутри

лопатки с одновременным решением сопряженной задачи теплообмена, которая подразумевает равенство тепловых потоков и температур на границе «тело – газ».

С*опряженным подходом* к моделированию температурного поля лопатки называют решение задачи, включающей в себя моделирование внешнего течения газа и внешнего теплообмена, течения охлаждающего воздуха внутри лопатки и внутреннего теплообмена, а также расчет теплопроводности по профилю лопатки [5]. Однако такой метод очень ресурсоемкий по времени построения модели и по вычислительным ресурсам.

Более экономичный подход называют *полусопряженным*, так как он предполагает численное моделирование течения в горячем тракте турбины и решение сопряженной задачи теплообмена на внешнем профиле лопатки в сочетании с граничными условиями третьего рода в каналах охлаждения лопатки, которые рассчитаны по эмпирическим зависимостям с применением методов одномерного гидравлического моделирования [6, 7]. Однако его использование налагает дополнительные требования по верификации каждого этапа при численном моделировании трехмерного теплового состояния лопатки.

Целью работы является верификация *полусопряженного* подхода при численном моделировании трехмерного теплового состояния сопловой лопатки и усовершенствование конвективно-пленочной системы охлаждения высокотемпературной турбины за счет выбора рациональной геометрии матрицы штырей, расположенной в окрестности задней кромки сопловой лопатки.

Зависимости для расчета сопротивления и теплообмена в полости лопатки с матрицей штырей

Применение интенсификаторов теплообмена приводит к росту гидравлического сопротивления в тракте охлаждения. Для сопоставления различных способов интенсификации теплообмена вводится понятие *теплогидравлического качества*, или *эффективности интенсификации*, теплообмена [8], которое описывается выражением $E = \frac{\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\text{гл}}}{\xi/\xi_{\text{гл}}} = \frac{\psi}{\varphi}$, где $\varphi = \xi/\xi_{\text{гл}}$ – коэффициент роста гидравлических потерь в канале, $\psi = \mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{\text{гл}}$ – коэффициент интенсификации теплообмена (нижний индекс «гл» у числа Нуссельта и у коэффициента гидравлического сопротивлению ξ относится к каналу с гладкими стенками).

Расчет потерь давления в зоне столбиков-турбулизаторов осуществлялся с помощью зависимости для коэффициента сопротивления ζ [9]:

$$\zeta = 0{,}07\,\mathrm{Re}^{-0{,}07/k_{\mathrm{Re}}}\,k_{s2}k_h k_{s1}, \qquad (1)$$

которая справедлива в следующих диапазонах параметров: S_1/d = 1,043–4,0; S_2/d = 1,25–4,0; H/d = 0,6–8; число Рейнольдса Re = 1000–60000. Коэффициенты k_{Re}, k_{S2}, k_{S1}, k_H дополнительно учитывают влияния соответственно числа Рейнольдса, поперечного и продольного шагов шахматного пучка матрицы штырей и высоты канала. Для расчета коэффициентов теплоотдачи применена зависимость Мецгера [15]

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^n\varepsilon_{\mathrm{T}}, \qquad (2)$$

где параметры C = 0,135, n = 0,69 и $\varepsilon_{\mathrm{T}} = \left(\frac{S_1}{d}\right)^{-0{,}34} f_{\mathrm{Nu}}$; $f_{\mathrm{Nu}} = \left(\frac{2H}{d}\right)^{0{,}31}\left(1-\frac{d}{S_2}\right)^{-0{,}69}$.

На рис. 3 приведены результаты расчетов параметров E, φ и ψ, для наглядности приведенные к значениям E_2, φ_2 и ψ_2, которые справедливы для матрицы штырей с характерными размерами $S_1/d = S_2/d = H/d = 2$. Нужно отметить, что наибольшее негативное влияние на рост гидравлического сопротивления и снижение эффективности интенсификации оказывает уменьшение поперечного шаг S_2 матрицы штырей. Это обстоятельство связано с резким ростом гидравлического сопротивления канала, при этом интенсификация теплообмена значительно отстает.

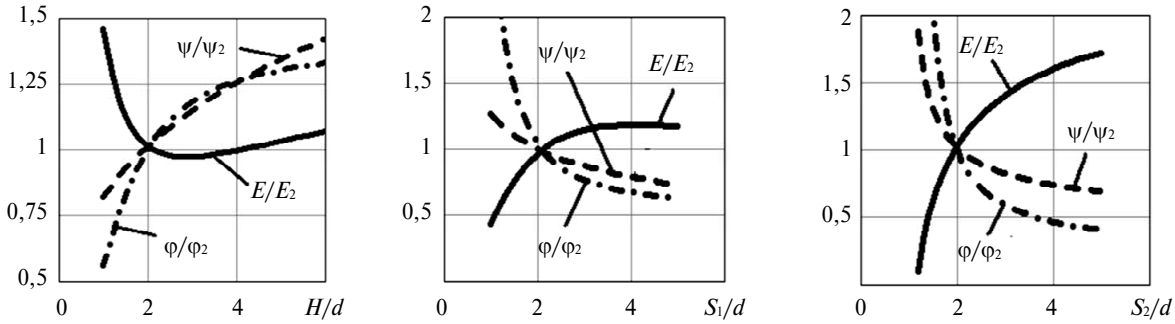


Рис. 3. Влияние геометрических параметров матрицы штырей на гидравлическое сопротивление, интенсификацию теплообмена и её эффективность

Fig. 3. Influence of geometrical parameters of the matrix of pins on hydraulic resistance, heat transfer intensification and its efficiency

При снижении плотности матрицы штырей в продольном и поперечном направлениях повышается эффективность интенсификации теплообмена; это связано с тем, что уменьшение гидравлического сопротивления происходит быстрее, чем снижение интенсификации теплообмена. Рост относительной высоты канала приводит к снижению эффективности интенсификации теплообмена.

На основе зависимостей (1) и (2) разработан алгоритм поиска оптимальных параметров матрицы штырей при заданном перепаде давления или интенсификации теплообмена; создана в среде *MathCad* программа расчета, с помощью которой проведена оптимизация параметров матрицы штырей.

Для наглядной демонстрации этого алгоритма построены номограммы (рис. 4), которые позволяют определить геометрические параметры матрицы штырей, соответствующие максимальной эффективности интенсификации теплообмена при заданных значениях φ (прирост сопротивления) или ψ (прирост интенсификации теплообмена). Как и графики на рис. 3, величины эффективности охлаждения, коэффициент роста гидравлических потерь и коэффициент интенсификации теплообмена приведены к их значениям для матрицы штырей с характерными размерами $S_1/d = S_2/d = H/d = 2$.

На рис. 4, *а*, *в* показаны изолинии $\overline{\varphi}_2$ и $\overline{\psi}_2$, по которым, задавшись значением прироста сопротивления или интенсификации теплообмена, можно определить поперечный шаг S_2, обеспечивающий максимальную эффективность теплообмена $\overline{E}_2$. Графики на рис. 4, *б*, *г* предназначены для определения величины продольного шага. Линии со стрелками указывают направления поиска геометрии матрицы штырей.

По описанному алгоритму выполнена оптимизация матрицы штырей в щелевом канале выходной кромки сопловой лопатки первой ступени турбины с переменной высотой $H_1/H_2 = 4{,}0$ (см. рис. 2). Длина канала $L = 0{,}106$ м, ширина – $B = 0{,}11$ м. Диаметр столбиков-турбулизаторов – $d = 1{,}5$ мм. Столбики-турбулизаторы выполнены с галтелями радиусом $r_g = 1$мм.

На корыте лопатки выполнен ряд отверстий для обеспечения низкой температуры в зоне выходной кромки корыта. Однако завесное охлаждение со стороны корыта лопатки имеет низкую эффективность из-за нестабильности пограничного слоя на вогнутой поверхности лопатки. Более рациональным способом снижения температуры лопатки является проведение интенсификации теплообмена с внутренней стороны лопатки.

Столбики-турбулизаторы подобраны исходя из требования обеспечения температуры стенки лопатки на уровне 890 °С при температуре газа 1482 °С. Толщина стенки лопатки – $\delta = 1{,}5$ мм, теплопроводность жаропрочного сплава ЧС-70У при температуре 800 °С – $\lambda_{ст} = 20$ Вт/(м·К). Расчет числа Нуссельта в полости лопатки выполнен по зависимости (2) для канала с постоянной высотой $H = 3{,}8$ мм.

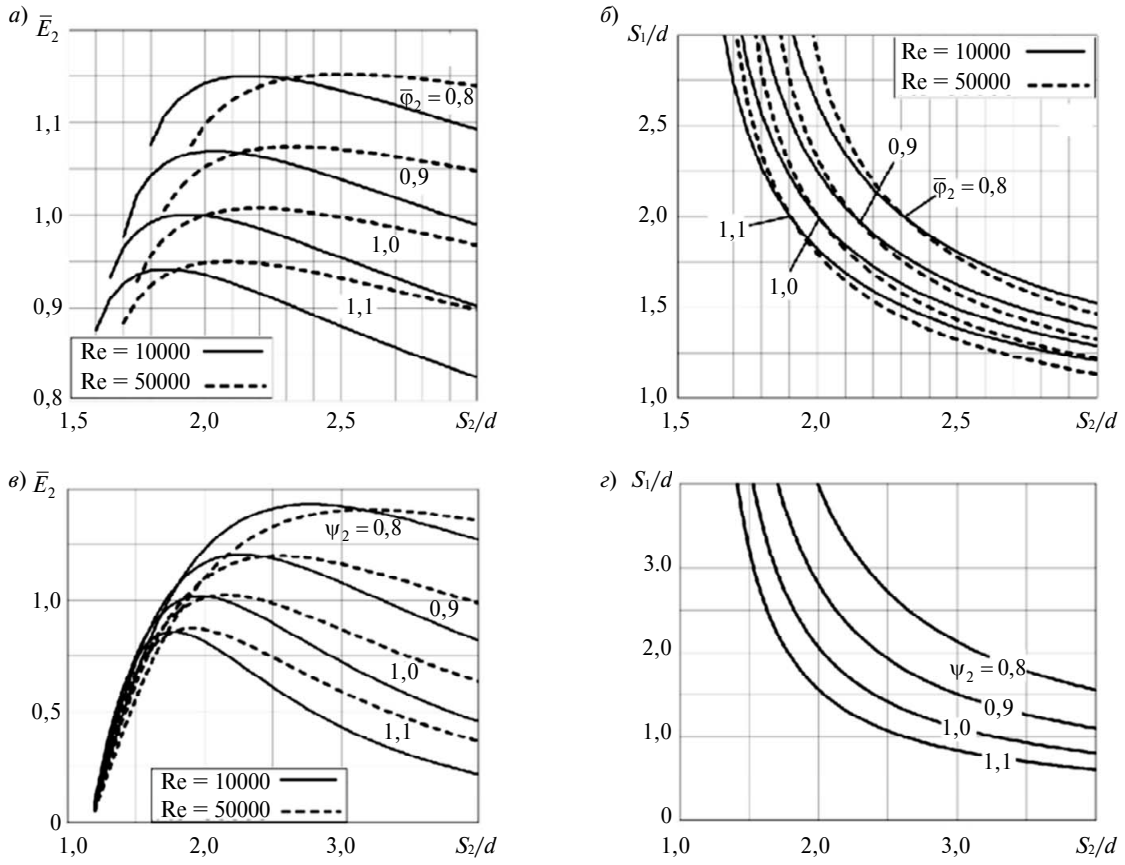


Рис. 4. Номограмма расчета геометрии матрицы штырей по заданному приросту интенсификации теплообмена

Fig. 4. Nomogram to calculate the geometry matrix of pins for a given increase of heat exchange intensification

По данным [13, 14] наличие галтелей у столбиков-турбулизаторов и сужение канала приводят к снижению теплообмена в матрице штырей. Поэтому при поиске геометрических параметров матрицы штырей значение критерия Нуссельта увеличено на 25 % и составляет 900.

Приведем результаты расчета геометрических параметров матрицы штырей (d = 1,5 мм) и режимные характеристики охладителя:

S_1/d	1,787
S_2/d	2,072
Δp, кПа	23,64
G, кг/с	0,077
Re	45000
ξ	2,14
Nu	900

Оптимизированная матрица штырей включена в гидравлическую модель системы охлаждения лопатки.

Верификация гидравлической модели системы охлаждения лопатки

Одномерная гидравлическая модель требует верификации, которая основывается на результатах экспериментальных исследований (продувок).

Изотермические продувки в атмосферу. На данном этапе исключены влияния эпюры давления на поверхности лопатки и подогрева охлаждающего воздуха по тракту лопатки. Во внешних узлах отверстий перфорации и выходной кромки гидравлической модели лопатки задано атмосферное давление. Во внешних узлах подвода охлаждающего воздуха давление задано в соответствии с режимом испытаний.

Изотермические продувки в условиях сносящего потока. На этом этапе при формировании расчётной модели во внешних узлах отверстий перфорации и выходной кромки гидравлической схемы задано локальное значение давления, по-

лученное по результатам газодинамического расчета обтекания профиля, выполненного с помощью коммерческого *CFD* пакета *ANSYS Fluent*.

Неизотермические условия при продувках в сносящем потоке. На данном этапе в гидравлической модели учтена не только эпюра давления на внешнем профиле лопатки, но и подогрев охлаждающего воздуха в каналах в полости лопатки. При этом в гидравлической модели температура стенок каналов корректируется с учетом результатов термометрирования. Результаты верификации представлены на рис. 5, где даны значения приведенного расхода в зависимости от отношения давления на входе в лопатку ($P_л$) к давлению за пакетом лопаток ($P_{ст}$) и давлению в лобовой точке в условиях сносящего потока (P_0).

Как демонстрируют графики на рис. 5, получено хорошее совпадение экспериментальных и расчетных характеристик системы охлаждения сопловой лопатки. По верифицированной гидравлической модели выполнены расчеты течения в полости сопловой лопатки первой ступени на экспериментальных и рабочих режимах.

Верификация полусопряженного подхода и численной модели

В рамках коммерческого пакета *ANSYS Fluent* [3] для сжимаемых течений совершенного газа реализован алгоритм решения уравнений Навье – Стокса и энергии, осредненных по Рейнольдсу. В качестве модели турбулентности выбрана модель Ментера (k–ω *SST*). Расчет теплопереноса в потоке газа и теплопроводности в твердом теле выполнен при условии равенства температур и тепловых потоков на границе сопряжения областей газа и твердого тела.

Дискретизация расчетной области межлопаточного канала проведена с использованием многоблочной смешанной сетки. Область межлопаточного канала содержит 6,095 млн контрольных объемов, область пера и полок – 2,56 млн; каналы перфорации – 560 тыс. Общий размер расчетной области – 9,225 млн контрольных объемов. Величина y^+ изменялась в диапазоне от 1 до 6 вдоль обвода профиля лопатки.

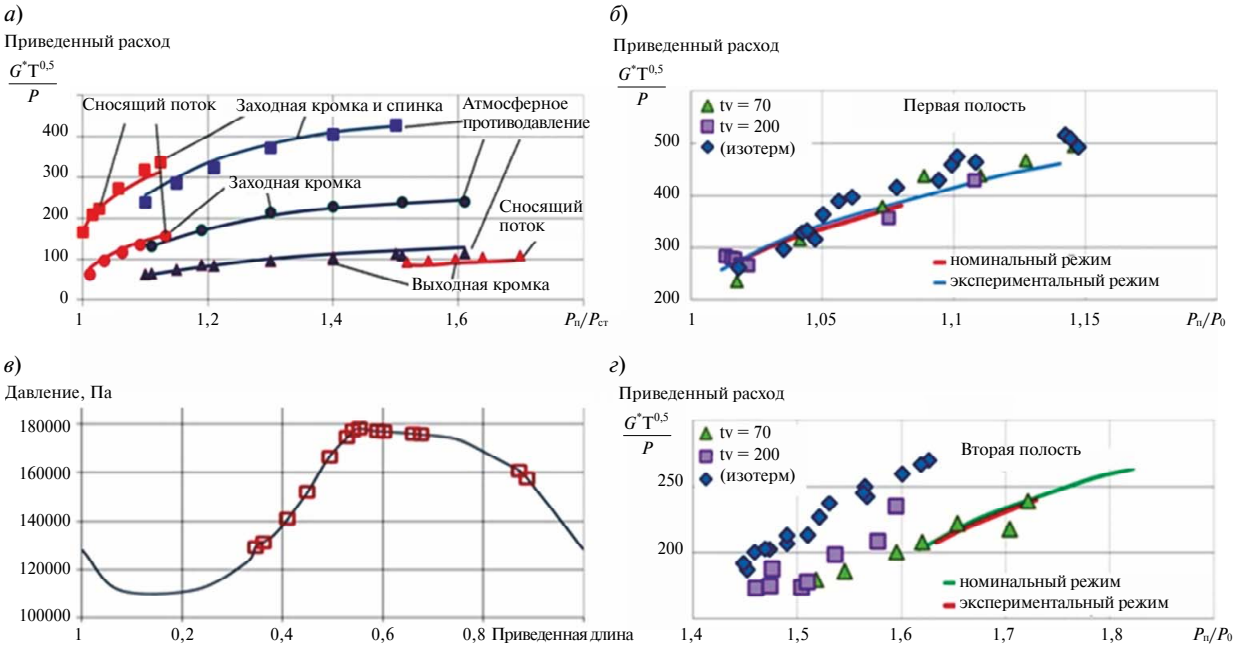


Рис. 5. Верификация гидравлической модели: *а*, *б*, *г* – сопоставление результатов расчета приведенного расхода и опытных данных в зависимости от перепада давления $P_л/P_{ст}$; *в* – сопоставление расчетных (пакет *ANSYS Fluent*) и опытных данных по распределению давления на поверхности лопатки в зависимости от приведенной длины

Fig. 5. Verification of the hydraulic model: *а*, *б*, *г* – comparison of the results of the calculation of the flow rate and experimental data depending on the pressure drop $P_л/P_{ст}$; *в* – comparison of the calculated (ANSYS Fluent package) and experimental data on the pressure distribution on the blade surface depending on the given length

Для численного моделирования выбран экспериментальный режим, наиболее близкий к номинальному по перепаду давления на входной кромке и температурному напору. На входе в межлопаточный канал заданы полное давление $P_0^* = 1{,}73$ бар и температура $T_0^* = 1078$ K, на выходе из расчетной области задано давление $P_1 = 1{,}075$ бар и условие equilibrium – поле давления формируется по результатам расчета. Степень турбулентности потока на входе принимается равной 3 %.

На входе в отверстия перфорации заданы расход и температура охлаждающего воздуха. Условия теплообмена на участках с оребрением (зона дефлектора и выходная кромка) приведены с поправкой на коэффициент оребрения. Граничные условия для теплообмена в полости лопатки и на входе в отверстия перфорации рассчитаны по одномерной гидравлической модели в программе *THA*.

Теплообмен на внешнем обводе профиля рассчитывается из условия равенства тепловых потоков и температур газа и металла на границе сопряжения. Моделирование теплового состояния лопатки на номинальном режиме работы ГТУ выполнено с граничными условиями, которые учитывали радиальную неравномерность температуры газа на входе в венец и давления на выходе из венца.

В результате численного моделирования течения горячего газа в межлопаточном канале и охлаждающего воздуха, выдуваемого на поверхность профиля, получено температурное поле перфорированной направляющей лопатки, представленное на рис. 6.

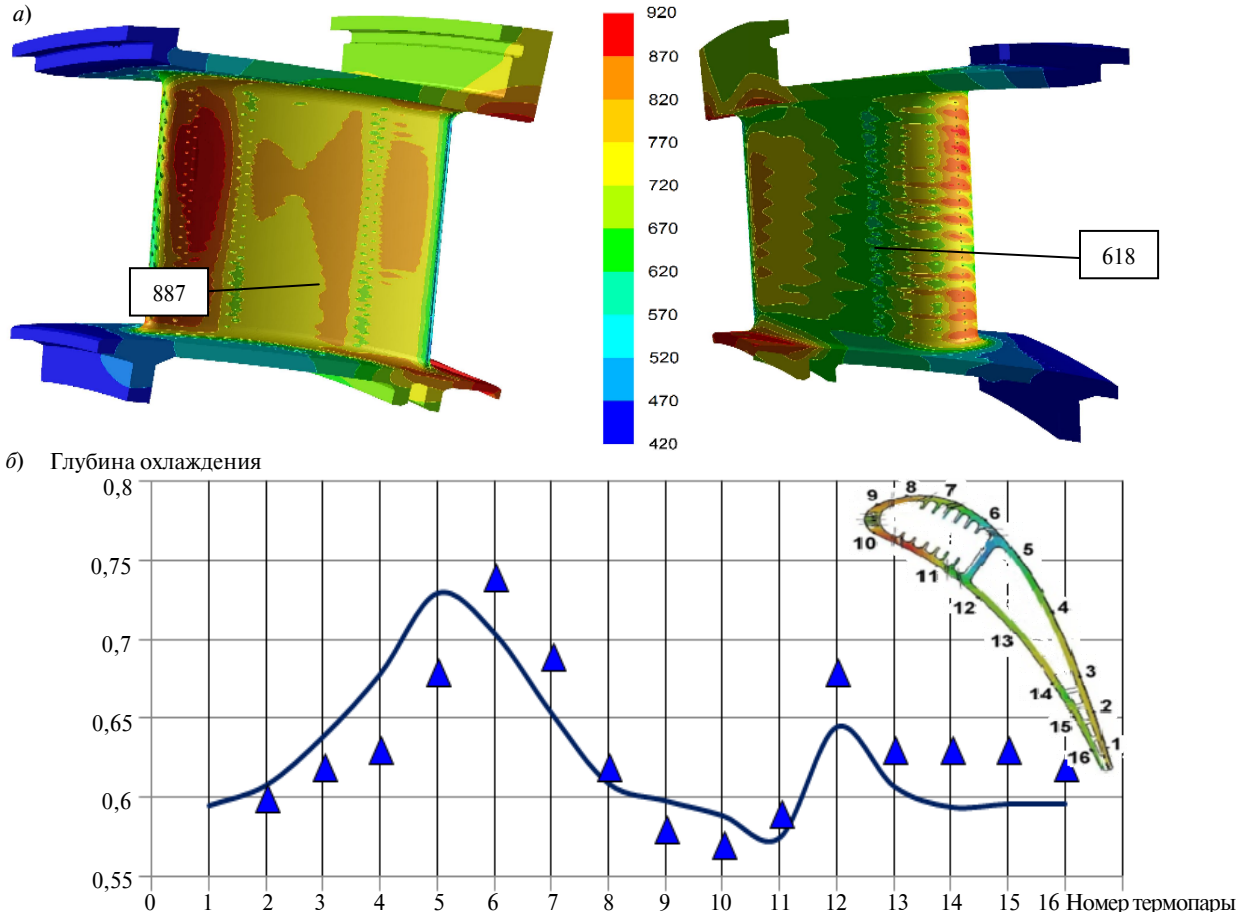


Рис. 6. Температурное поле охлаждаемой лопатки (*а*) и глубина охлаждения профиля на номинальном режиме (*б*)

Fig. 6. The temperature field of the cooled blade (*a*) and the cooling depth of the profile at the nominal mode (*б*)

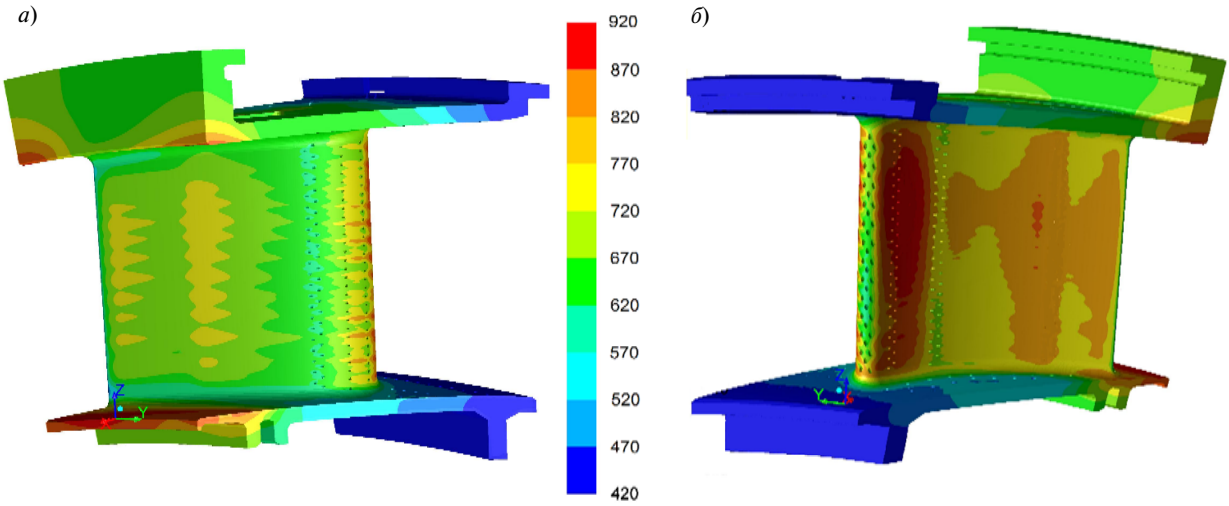


Рис. 7. Температурное поле сопловой лопатки первой ступени с измененной геометрией матрицы штырей: *а* – со стороны спинки лопатки; *б* – со стороны корыта лопатки

Fig. 7. The temperature field of the nozzle blade of the first stage with the changed geometry of the matrix of pins: *a* – from the back of the blade; *б* – from the trough of the blade

Температурное поле на номинальном режиме перфорированной направляющей лопатки (рис. 6,*а*) показывает, что зона максимальных температур профильной части лопатки (T_{max} = 887 °C) расположена на корыте в средней части по высоте профиля. Зона минимальной температуры профильной части лопатки (T_{min} = 618 °C) находится на спинке лопатки за последним рядом перфорации.

Сопоставление расчетной глубины охлаждения и данных термометрирования показало, что расхождение результатов расчета с опытными данными составляет 0,05 (менее 20 °C), т. е. укладывается в допустимый диапазон погрешности определения глубины охлаждения.

На рис. 7 представлено температурное поле сопловой лопатки первой ступени высокотемпературной турбины с коэффициентом теплоотдачи в полости лопатки в зоне усовершенствованной штырьковой матрицы (таблица).

Как следует из рис. 7, после модернизации геометрии матрицы температурный перепад на корыте лопатки может быть уменьшен на 50 °C, что способствует снижению термонапряжений на ее поверхности.

Заключение

Разработана и верифицирована трехмерная численная модель расчета теплового состояния сопловой лопатки на основе пакетов *Thermal&Hydraulic Analysis* и *ANSYS Fluent*. Расхождение расчетных и опытных данных по тепловому состоянию сопловой лопатки не превышает 5 %.

Даны рекомендации по усовершенствованию системы охлаждения в зоне выходной кромки сопловой лопатки первой ступени турбины. Они получены на основе применения методики определения параметров матрицы штырей по заданному приросту сопротивления, обеспечивающих максимальную интенсификацию теплообмена.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сендюрев С.И., Тихонов А.С., Самохвалов Н.Ю., Хайрулин В.Т.** Создание, апробация и внедрение трехполостной схемы охлаждения сопловой лопатки для высокотемпературных турбин перспективных двигателей // Авиадвигатели XXI века. Москва 24–7 ноября 2015 г. Сборник тезисов докладов. М.: ЦИАМ, 2015. С. 316–318.

2. **Тарасов А.И., Литвиненко О.А., Михайлова И.А.** Обоснование метода учета сжимаемости потока при

течении в диафрагмах с острыми кромками // Вісник Національного технічного університету «XIII». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2018. № 13 (1289). С. 9–14.

3. ANSYS FLUENT. User's Guide / ANSYS. Inc. Release 14.0.

4. STAR CCM+.User's Guide / CD Adapco. 2015. Release 10.02.

5. **Кортиков Н.Н., Кузнецов Н.Б., Садовникова Т.Ю.** Совершенствование подходов к моделированию теплового состояния перфорированных лопаток высокотемпературных газовых турбин // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 15–21.

6. **Кривоносова В.В., Хоменок Л.А., Золотогоров М.С., Николаев А.Г., Егоров И.Н. [и др.].** Экспериментально-расчетные исследования охлаждаемых лопаток ГТЭ-65/ // Теплоэнергетика. 2008. № 1. С. 42–46.

7. **Krivonosova V., Lebedev A., Simin N., Zolotogorov M., Kortikov N.** Experimental and numerical analysis of high temperature gas turbine nozzle vane convective and film cooling effectiveness // Proceedings of ASME Turbo Expo – 2011. June 6–10, 2011. Vancouver, Canada. GT- 2011 – 45294. 9 p.

8. **Леонтьев А.И., Олимпиев В.В.** Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) // Известия Академии наук. Энергетика. 2011. № 1. С. 7–31.

9. **Кортиков Н.Н., Кривоносова В.В.** Зависимости для расчета гидравлического сопротивления и интенсификации теплообмена в каналах со столбиками-турбулизаторами и вихревой матрицей // Научно–технические ведомости СПбГПУ. 2012. № 3-2 (154). С. 178–185.

10. **Otto M., Fernandez E., Kapat J.S.** Rib Turbulated Pin Fin Array for Trailing Edge Cooling // ASME Paper GT2017 – 63044. 2017. 12 p.

11. **Kan R., Tian S.** Impingement Numerical Investigation of Heat Transfer in a High Aspect Ratio Double Wall Channelwith Pin Fin and Jet Array Impingement // ASME Paper GT2016 – 56642. 2016. 10pp.

12. **El-Jummah A.M., Andrews G.E., Staggs J.E.J.** Impingement Jet Cooling with Ribs and Pin Fin Obstacles in Co-flow Configurations: Conjugate Heat Transfer Computational Fluid Dynamic Predictions // ASME Paper GT2016 – 57021. 2016. 15 p.

13. **Shevchenko I.V., Rogalev N.D., Kindra1 V.O., Osipov S.K., Rostova D.M.** Numerical analysis of the influence of turbulators constructive features on heat transfer in gas turbine blade cooling channels. International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12, no. 17. P. 6853–6861.

14. **Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Zemlyanaya V.A.** Estimation of Efficiency of the Cooling Channel of the Nozzle Blade of Gas-Turbine Engines // Thermal Engineering, 2018. Vol. 65, no. 2. P. 88–92.

15. **Кривоносова В.В.** Разработка эффективной системы охлаждения энергетической газотурбинной установки среднего класса мощности с применением современных расчетно-экспериментальных методов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2013. 18 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КРИВОНОСОВА Виктория Владимировна – кандидат технических наук руководитель группы ООО «Сименс» – технологии газовых турбин
E-mail: v.v.krivonosova@gmail.com

КОРТИКОВ Николай Николаевич – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: n-kortikov@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 05.07.2018

REFERENCES

[1] **Sendyurev S.I., Tikhonov A.S., Samokhvalov N.Yu., Khayrulin V.T.** Sozdaniye, aprobatsiya i vnedreniye trekhpolostnoy skhemy okhlazhdeniya soplovoy lopatki dlya vysokotemperaturnykh turbin perspektivnykh dvigateley, Aviadvigateli XXI veka: *Sbornik tezisov dokladov.* Moskva 24–27 noyabrya 2015 g. M.: TsIAM, 2015. S. 316–318. (rus.)

[2] **Tarasov A.I., Litvinenko O.A., Mikhaylova I.** A. Obosnovaniye metoda ucheta szhimayemosti potoka pri techenii v diafragmakh s ostrymi kromkami. *Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu «XIII». Seriya: Yenergetichni ta teplotekhnichni protsesi y ustatkuvannya.* 2018. № 13 (1289). S. 9–14. (rus.)

[3] ANSYS FLUENT. User's Guide / ANSYS. Inc. Release 14.0.

[4] STAR CCM+.User's Guide / CD Adapco. 2015. Release 10.02.

[5] **Kortikov N.N., Kuznetsov N.B., Sadovnikova T.Yu.** Sovershenstvovaniye podkhodov k modelirovaniyu teplovogo sostoyaniya perforirovannykh lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin. *Teploenergetika*. 2012. № 1. S. 15–21. (rus.)

[6] **Krivonosova V.V., Khomenok L.A., Zolotogorov M.S., Nikolayev A.G., Yegorov I.N. [i dr.].** Eksperimentalno-raschetnyye issledovaniya okhlazhdayemykh lopatok GTE-65. *Teploenergetika*. 2008. № 1. S. 42–46. (rus.)

[7] **Krivonosova V., Lebedev A., Simin N., Zolotogorov M., Kortikov N.** Experimental and numerical analysis of high temperature gas turbine nozzle vane convective and film cooling effectiveness. *Proceedings of ASME Turbo Expo – 2011*. June 6–10, 2011. Vancouver, Canada. GT- 2011 – 45294. 9pp.

[8] **Leontyev A.I., Olimpiyev V.V.** Teplofizika i teplotekhnika perspektivnykh intensifikatorov teploobmena (obzor). *Izvestiya Akademii nauk. Energetika*. 2011. № 1. S. 7–31. (rus.)

[9] **Kortikov N.N., Krivonosova V.V.** Zavisimosti dlya rascheta gidravlicheskogo soprotivleniya i intensifikatsii teploobmena v kanalakh so stolbikami – turbulizatorami i vikhrevoy matritsey. *Nauchno–tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2012. № 3-2 (154). S. 178–185. (rus.)

[10] **Otto M., Fernandez E., Kapat J.S.** Rib Turbulated Pin Fin Array for Trailing Edge Cooling. *ASME* Paper GT2017 – 63044. 2017. 12 p.

[11] **Kan R., Tian S.** Impingement Numerical Investigation of Heat Transfer in a High Aspect Ratio Double Wall Channelwith Pin Fin and Jet Array Impingement. *ASME* Paper GT2016 – 56642. 2016. 10 p.

[12] **El-Jummah A.M., Andrews G.E., Staggs J.E.J.** Impingement Jet Cooling with Ribs and Pin Fin Obstacles in Co-flow Configurations: Conjugate Heat Transfer Computational Fluid Dynamic Predictions. *ASME* Paper GT2016 – 57021. 2016. 15 p.

[13] **Shevchenko I.V., Rogalev N.D., Kindra1 V.O., Osipov S.K., Rostova D.M.** Numerical analysis of the influence of turbulators constructive features on heat transfer in gas turbine blade cooling channels. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2017. Vol. 12, no. 17. P. 6853–6861.

[14] **Vikulin A.V., Yaroslavtsev N.L., Zemlyanaya V.A.** Estimation of Efficiency of the Cooling Channel of the Nozzle Blade of Gas-Turbine Engines. *Thermal Engineering*, 2018. Vol. 65, no. 2. P. 88–92.

[15] **Krivonosova V.V.** Razrabotka effektivnoy sistemy okhlazhdeniya energeticheskoy gazoturbinnoy ustanovki srednego klassa moshchnosti s primeneniyem sovremennykh raschetno-eksperimentalnykh metodov: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. SPb., 2013. 18 s. (rus.)

THE AUTHORS

KRIVONOSOVA Viktoriia V. – LLC «Siemens», Technologies of gas turbines.
E-mail: v.v.krivonosova@gmail.com
KORTIKOV Nikolaii N. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: n-kortikov@yandex.ru

Received: 05.07.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240308
УДК 621.316.99

С.Л. Шишигин, А.В. Черепанов, Д.С. Шишигин

Вологодский государственный университет, г. Вологда, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАЗЕМЛИТЕЛЯ В ГРУНТЕ С ЧАСТОТНО-ЗАВИСИМОЙ УДЕЛЬНОЙ ПРОВОДИМОСТЬЮ

Удельная проводимость грунта зависит от частоты, что необходимо учитывать при расчете импульсных процессов в заземлителях при воздействии тока молнии. В настоящее время используется частотный метод, который не требует изменения стандартной модели заземлителя, но область его применения ограничена линейными задачами, и возникают трудности с удовлетворением принципа причинности. Разработана дискретная во времени модель заземлителя в грунте с произвольной частотно-зависимой комплексной удельной проводимостью, пригодная для расчетов импульсных переходных процессов стандартными методами во временной области. На численных примерах показано, что импульсы перенапряжения в заземлителях, расположенных в высокоомном грунте с частотно-зависимыми параметрами, существенно сглаживаются и ослабляются при воздействии импульсов тока с малым фронтом и малой длительностью.

Ключевые слова: удельная проводимость грунта, частотная зависимость, заземлитель, дискретная модель, импульсные процессы, метод дискретных схем, метод Влаха.

Ссылка при цитировании:
С.Л. Шишигин, А.В. Черепанов, Д.С. Шишигин. Моделирование заземлителя в грунте с частотно-зависимой удельной проводимостью // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 91–101. DOI: 10.18721/JEST.240308.

S.L. Shishigin, A.V. Cherepanov, D.S. Shishigin

Vologda State University, Vologda, Russia

SIMULATION OF GROUNDING SYSTEM IN SOIL WITH FREQUENCY-DEPENDENT SPECIFIC CONDUCTIVITY

Specific conductivity of soil depends on frequency that must be taken into account in calculations of impulse processes in grounding systems under lightning current. The Fourier method currently does not require modification of the standard model of the grounding system, but the scope of its applications is limited by linear problems, and difficulties with the causality principle may arise. We have developed a time-discrete model of a grounding system in soil with arbitrary frequency-dependent complex specific conductivity, suitable for calculations of impulse transient processes using standard methods in time domain. It is shown on numerical examples that overvoltage impulses in grounding systems, which are located in high-resistance soil with frequency-dependent parameters, are significantly smoothed and attenuated under the influence of current impulses with short front and short duration.

Keywords: soil specific conductivity, frequency-dependence, grounding system, discrete model, impulse processes, discrete circuits method, Vlach method.

Citation:
S.L. Shishigin, A.V. Cherepanov, D.S. Shishigin, Simulation of grounding system in soil with frequency-dependent specific conductivity, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 91–101, DOI: 10.18721/JEST.240308.

Введение

Расчеты заземлителей систем молниезащиты воздушных линий (ВЛ) и электрических подстанций (ПС) в настоящее время проводятся в моделях земли (грунта), электрические параметры которых не зависят от частоты. В действительности удельная проводимость и диэлектрическая проницаемость грунта являются частотно-зависимыми параметрами, что установлено многими исследователями начиная с открытия частотных свойств электролитов П. Дебаем и Х. Фалькенхагеном (1928 г.) и работ K.S. Cole, R.H. Cole (1941 г.).

Согласно современным экспериментальным данным [1–3] удельная проводимость высокоомного грунта на частоте 1 МГц в несколько раз больше, чем на частоте 100 Гц, а относительная диэлектрическая проницаемость грунта на низких частотах составляет тысячи единиц (вместо привычных 5–30). Учет этих факторов в моделях грунта приводит к снижению на 30–100 % рассчитываемых значений сопротивления заземлителей [2–5] и перенапряжений ВЛ [6, 7] при втором и последующих импульсах тока молнии.

Таким образом, традиционная модель грунта с удельной проводимостью, измеренной на низкой частоте и принимаемой постоянной во всем частотном диапазоне тока молнии (25 кГц – 1 МГц) и импульсных помех на ПС (до нескольких МГц), не является адекватной: при ее использовании проектные решения для районов с высокоомным грунтом (скальный, мерзлый), характерным для многих регионов России, могут оказаться неэффективными.

Расчеты импульсных процессов в заземлителях обычно проводятся во временно́й области, но в грунте с частотно-зависимыми параметрами исследователи выбирают частотный метод [2–7]. Причина понятна: переход к модели грунта с частотно-зависимыми параметрами не требует изменения модели заземлителя и компьютерных программ. Однако область применения частотного метода ограничена линейными задачами, что исключает как расчеты заземлителей с учетом нелинейности магнитной проницаемости стальных стержней и удельной проводимости грунта из-за разрядных процессов при больших токах, так и грозозащиту ВЛ и ПС с учетом нелинейных элементов.

Кроме того, при расчете заземлителей в грунте с частотно-зависимыми параметрами частотным методом происходит нарушение принципа причинности – при нулевом токе в начальный момент времени напряжение не равно нулю [8–11]. Причина – ограниченный частотный диапазон экспериментальных данных. Итерационные методики [9], экстраполяция экспериментальных данных [9, 10], подбор длительности наблюдения за переходным процессом [11] устраняют проблему, но увеличивают трудоемкость решения.

Таким образом, при переходе к моделям грунта с частотно-зависимыми параметрами расчеты импульсных процессов в заземлителях следует проводить во временно́й области, однако преградой на этом пути является отсутствие эффективных методик моделирования частотно-зависимых параметров во временно́й области.

Цель работы – предложить модель заземлителя в грунте с частотно-зависимыми электрическими параметрами для расчета импульсных процессов во временно́й области стандартными методами.

Физические процессы, определяющие частотные свойства электропроводности грунта

Частотные свойства электрических параметров грунта являются предметом изучения в электроразведке [12]. Проводимость грунта обусловлена наличием электролита (вода с растворенными солями). Ток в электролите представляет собой движение ионов, что приводит к перемещению вещества электролита. Под действием внешнего поля электролит поляризуется, возникает внутреннее электрическое поле, направленное встречно внешнему

полю, что препятствует протеканию тока и снижает проводимость. На низких частотах внешнее и внутреннее поля действуют синхронно, поэтому удельная проводимость σ_0 на низкой частоте – действительная величина.

С увеличением частоты начинает сказываться инерционность процессов диффузии – ионы не успевают переместиться вслед за внешним полем, поэтому процессы поляризации ослабевают, а удельная проводимость увеличивается по сравнению с σ_0. При импульсном воздействии внутреннее поле запаздывает во времени. При гармоническом воздействии внутреннее поле отстает по фазе, соответственно в этом случае удельная проводимость – комплексная величина ($\sigma = \sigma_R + j\sigma_I$).

На частотах в сотни килогерц необходимо учитывать ток электрического смещения в грунте. Плотность полного тока

$$J = \sigma E + j\omega\varepsilon E,$$

где E – напряженность электрического поля.

Тогда комплексная удельная проводимость грунта

$$\sigma(j\omega) = \sigma + j\omega\varepsilon = \sigma_R + j\omega\varepsilon',$$

где $\varepsilon' = \varepsilon + \sigma_I/\omega$ – эквивалентная кажущаяся диэлектрическая проницаемость грунта.

Из полученного выражения становятся понятными огромные величины относительной диэлектрической проницаемости грунта с частотно-зависимыми параметрами – тысячи единиц [1–3] на низкой частоте. Они определяются мнимой частью комплексной удельной проводимости. С увеличением частоты эквивалентная диэлектрическая проницаемость уменьшается и (в мегагерцовом диапазоне) стремится к типовым значениям для грунта.

Частотные зависимости электропроводности грунта

Согласно модели Cole – Cole комплексная удельная проводимость электролита имеет вид

$$\sigma(j\omega) = \sigma_0 + \sigma_0 \frac{\gamma(j\omega\tau)^c}{1 + (1-\gamma)(j\omega\tau)^c}, \qquad (1)$$

где σ_0 – удельная проводимость при низкой частоте; ω – угловая частота, τ – время релаксации электролита, γ – поляризуемость электролита, c – показатель степени (при $c = 1$ – модель Дебая).

В задачах электроразведки параметры формулы (1) определяются в ходе интерпретации данных индукционного зондирования земли [12]. С внедрением частотно-зависимых моделей грунта этот подход будет востребован и для расчета заземлителей, но в настоящее время измеряется только σ_0.

Частотные зависимости удельной проводимости и диэлектрической проницаемости грунта в удобной для практического применения форме получены в работах Скота, Смита и Лонгмаера, Мессира, Висакро и Портела, Алипио и Висакро. Они приведены в обзоре [8] и продублированы в [11] с учетом изменений [2]. По результатам исследования [11] ограничимся двумя частотными зависимостями.

Согласно Мессиру, в частотном диапазоне 100 Гц – 1 МГц

$$\sigma(f) = \sigma_0\left(1 + \sqrt{\frac{4\pi f\varepsilon_\infty}{\sigma_0}}\right);\ \varepsilon_r(f) = \frac{\varepsilon_\infty}{\varepsilon_0}\left(1 + \sqrt{\frac{\sigma_0}{\pi f\varepsilon_\infty}}\right), \qquad (2)$$

где σ_0, См/м – удельная проводимость грунта на частоте 100 Гц; ε_∞ – диэлектрическая проницаемость на высокой частоте (далее используем обозначение ε). Эта модель получена достаточно давно, однако удобна в методическом плане для последующей реализации во временно́й области.

Согласно Алипио – Висакро [2], в частотном диапазоне 100 Гц – 4 МГц

$$\sigma(f) = \sigma_0 + Kf^\alpha;$$

$$\varepsilon_r(f) = \frac{\varepsilon_\infty}{\varepsilon_0} + \frac{\tan(\alpha\pi/2)\cdot 10^{-3}}{2\pi\varepsilon_0} Kf^{\alpha-1}; \qquad (3)$$

$$K = \alpha_0 h(\alpha_0)\cdot 10^{-6\alpha};\ h(\alpha_0) = 1{,}26\sigma^{-0{,}73};\ \alpha = 0{,}54,$$

где σ_0, мСм/м. Это современная модель грунта, частотный диапазон которой достаточен для решения задач молниезащиты и электромагнитной совместимости.

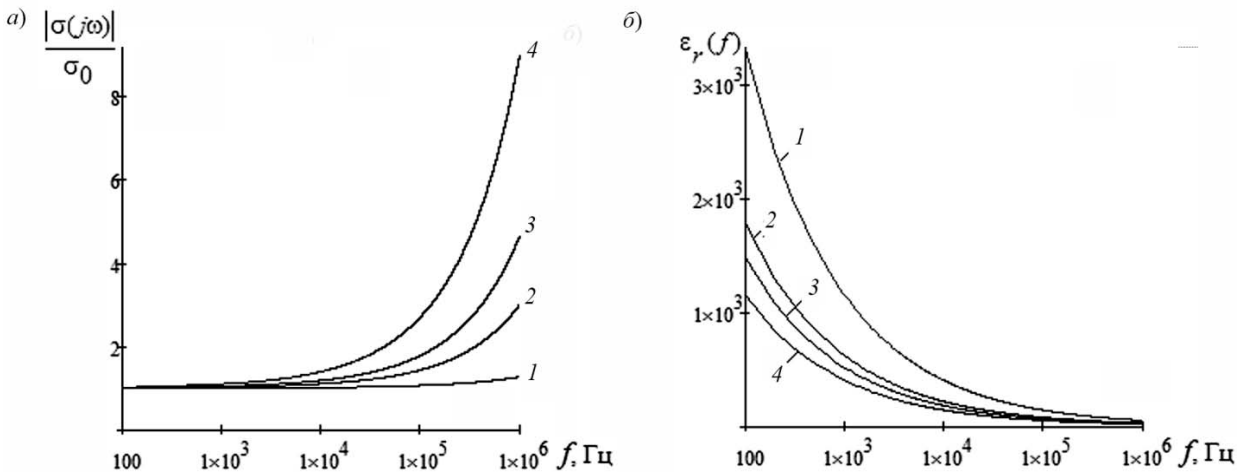


Рис. 1. Частотные зависимости модуля удельной проводимости (*а*) и относительной диэлектрической проницаемости грунта по модели Алипио–Висакро (*б*) при σ_0, равном 10 (*1*), 1 (*2*), 0,5 (*3*) и 0,2 (*4*) мСм/м

Fig. 1. Frequency-dependence of module of specific conductivity (*a*) and soil specific permittivity according to the Alipio–Visacro model (*б*) when: *1* – σ_0 = 10 mS/m; *2* – σ_0 = 1 mS/m; *3* – σ_0 = 0,5 mS/m; *4* – σ_0 = 0,2 mS/m

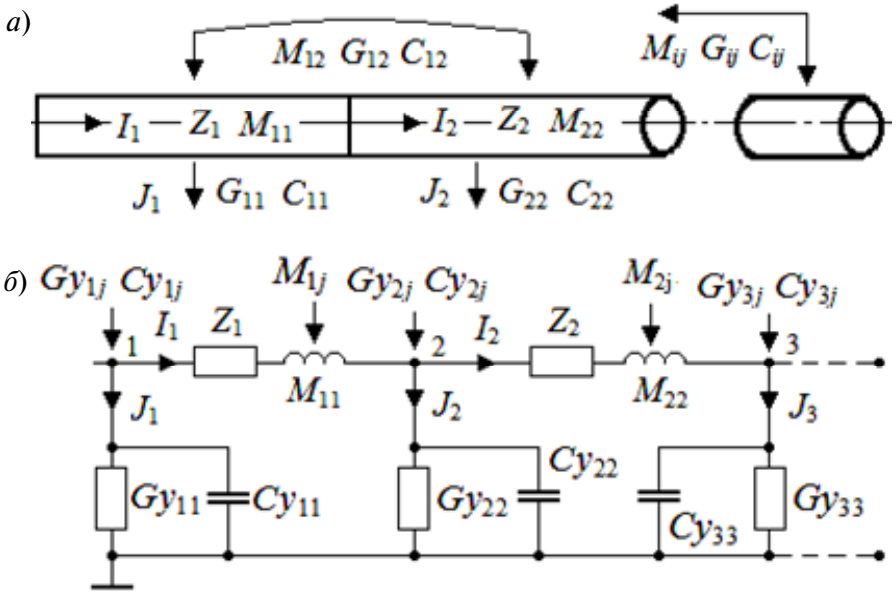


Рис. 2. Полевая (*а*) и цепная (*б*) модели заземлителя

Fig. 2. Grounding system field (*a*) and circuit (*б*) models

Согласно (3) удельная проводимость грунта на частотах в сотни килогерц может быть в несколько раз больше, чем на низких частотах (рис. 1, *а*), а кажущаяся относительная диэлектрическая проницаемость может достигать тысяч единиц на низких частотах (рис. 1, *б*).

Существующая модель заземлителя

Цепно-полевая модель заземлителя в грунте с постоянными удельной проводимостью и диэлектрической проницаемостью (рис. 2), позволяющая рассчитать его полевые (распределение потенциала и напряженности) и цепные (токи и напряжения) параметры, разработана в [13]. Заземлитель дробится на элементы малой длины (рис. 2, *а*), что позволяет рассчитать их электромагнитные параметры – матрицы собственных и взаимных проводимостей растекания *G*, емкостей *C*, индуктивностей *M* в статическом приближе-

нии (аналитически). Полевой модели (рис. 2, *а*) ставится в соответствие цепная модель, состоящая из электро-магнитосвязанных П-четырехполюсников (рис. 2, *б*). Матрицы G и C, определенные в средних точках элементов полевой модели, преобразованы в узловые матрицы G_y и C_y цепной модели.

При переходе к модели грунта с частотно-зависимыми параметрами элементы матриц G и C зависят от частоты. Эти изменения не приводят к изменению существующей модели заземлителя при условии, что расчеты импульсных процессов проводятся в частотной области. Однако ограничения и трудности частотного метода, описанные ранее, заставляют нас от него отказаться.

Расчет элементов матриц G и C в грунте с частотно-зависимыми параметрами во временной области и их схемные модели – предмет дальнейшего рассмотрения.

Методы расчета импульсных процессов во временной области

Метод дискретных схем – наиболее распространенный численный метод расчета переходных процессов во временно́й области, используемый, например, в программе EMTP.

Временной интервал разбивается на N равных шагов малой длины h. Индуктивности и емкости в цепной модели заземлителя (рис. 2, *б*) моделируются дискретными резистивными схемами с постоянными сопротивлениями и проводимостями и переменными источниками ЭДС и тока, учитывающими начальные условия каждого шага (рис. 3). Расчет переходного процесса сводится к пошаговому расчету резистивных схем.

Метод Влаха [14] – численный вариант операторного метода, аналогичный методу дискретных схем, с той разницей, что параметры дискретных схем (см. рис. 3) – комплексные. Это более точный, но и более трудоемкий метод по сравнению с методом дискретных схем.

В обоих методах трудности вызывает учет частотно-зависимых сопротивлений и проводимостей. Среди известных методик расчеты на эквивалентной частоте тока молнии $f = 0{,}25T_1$, где T_1 – длительность фронта импульса, неточны. Замена сопротивления $z(j\omega)$ схемой замещения с близкими частотными свойствами существенно увеличивает число элементов в модели заземлителя и трудоемкость расчета. Замена частотной функции $\sigma(j\omega)$ на временную функцию $\sigma(t)$ в виде степенного ряда [15] пригодна для расчетов при нулевых начальных условиях, но ее нельзя применить в шаговых алгоритмах метода дискретных схем и метода Влаха.

Универсальная методика моделирования частотно-зависимого сопротивления $z(j\omega)$ во временной области дискретной схемой (рис. 3, *а*) разработана в работе [13]. Эта методика применима и для моделирования частотно-зависимой проводимости $y(j\omega)$ во временной области дискретной схемой (рис. 3, *б*).

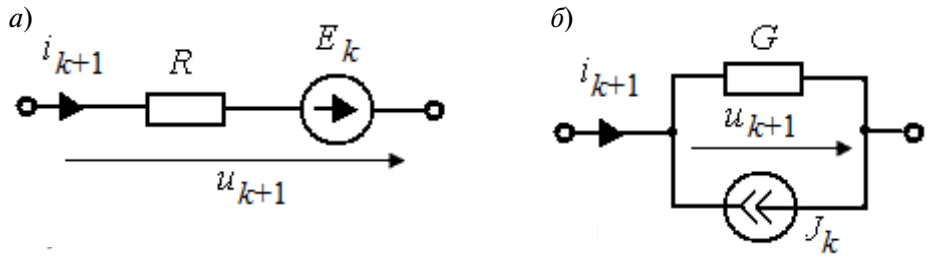


Рис. 3. Дискретная схема индуктивности (*а*) и емкости (*б*) на временном шаге k

Fig. 3. Discrete circuit of inductance (*a*) and capacitance (*б*) at time step k

Дискретная во времени модель заземлителя в грунте с частотно-зависимыми параметрами

Пусть задана комплексная проводимость $y(j\omega)$. Следуя [13], перейдем к ее операторному изображению $Y(s)$, дважды проинтегрируем в пространстве изображений и, перейдя к оригиналу, получим переходную проводимость $y(t) = \mathbf{L}^{-1}[Y(s)/s^2]$. Величина $y(t)$ численно равна току переходного процесса при включении цепи под напряжение единичного наклона $u(t) = t$. Дискретная переходная проводимость каждого k-го шага

$$Y_k = \frac{y(kh+h) - y(kh)}{h}, \quad k = 0-(N-1).$$

Тогда искомые параметры схемы (рис. 3, *б*) равны

$$G = Y_0; \; J_0 = 0;$$
$$J_{k+1} = Y_0 u_{k+1} - \sum_{m=1}^{k} (Y_{k-m} - Y_{k-m+1}) u_m; \; k = 0-(N-1), \tag{4}$$

где G – проводимость; J_k – источник тока, задающий начальные условия k-го шага.

Таким образом, произвольная частотно-зависимая проводимость $y(j\omega)$ моделируется дискретной схемой (рис. 3, *б*) во временной области аналогично емкости.

Для реализации описанной методики удельная проводимость грунта должна быть записана в комплексной форме $\sigma(j\omega)$, как в модели Cole–Cole (1), в то время как зависимости (2), (3) этому условию не удовлетворяют.

Преобразуем модель Мессира (2):

$$\sigma(j\omega) = \sigma(f) + j\omega\varepsilon_0\varepsilon_r(f) =$$
$$= \sigma_0\left(1 + \sqrt{\frac{4\pi f\varepsilon}{\sigma_0}}\right) + j\omega\varepsilon_0\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\left(1 + \sqrt{\frac{\sigma_0}{\pi f\varepsilon}}\right),$$

откуда

$$\sigma(j\omega) = \sigma_0 + j\omega\varepsilon + 2\sqrt{j\omega\varepsilon\sigma_0}, \tag{5}$$

где обозначения те же, что и в (2).

Сопоставляя (5) и (1), видим, что модель Мессира – частный случай модели Cole–Cole при $c = 0{,}5$, $\eta = 1$, $\tau = 4\varepsilon/\sigma_0$, где обозначения те же, что в (1). Постоянная релаксации электролита τ здесь хорошо согласуется с постоянной времени RC цепи. Таким образом, комплексная форма записи (5) более компактна и «физична», чем оригинал (2).

Комплексная проводимость элемента заземлителя в грунте с удельной проводимостью (5) равна

$$Y(j\omega) = G + j\omega C + 2k_g\sqrt{j\omega\varepsilon\sigma_0}, \tag{6}$$

где первые два слагаемых определяют активно-емкостную проводимость заземлителя в классической модели грунта, третье слагаемое определяет увеличение проводимости с увеличением частоты. Например, для стержня длиной l, радиусом R в однородной среде

$$G = k_g\sigma_0; \; C = k_g\varepsilon; \; k_g = \frac{2\pi l}{\ln l/R}.$$

Элементу заземлителю с комплексной проводимостью (6) соответствует дискретная схема во временной области (рис. 4), состоящая из трех параллельных ветвей: 1) активной проводимости G; 2) дискретной схемы (рис. 3, *б*) для моделирования емкости C; 3) дискретной схемы (рис. 3, *б*) для моделирования третьего слагаемого (6), параметры которой найдем далее. Первые две ветви моделируют проводимость заземлителя в традиционной модели грунта, третья ветвь учитывает увеличение проводимости с увеличением частоты во временной области.

Таким образом, при переходе к модели грунта с частотно-зависимыми параметрами в дискретных схемах собственных и взаимных проводимостей элементов заземлителя появляется дополнительная параллельная ветвь (рис. 4), но поскольку проводимости и источники тока ветвей схемы суммируются, то дискретная модель заземлителя во временнóй области не усложняется.

Найдем параметры дискретной схемы (см. рис. 3, *б*) для третьего слагаемого формулы (6):

$$y(j\omega) = 2k_g\sqrt{j\omega\varepsilon\sigma_0}.$$

$$Y(j\omega) = \mathrm{G} + j\omega C + 2k\sqrt{j\omega\varepsilon\sigma_0}$$

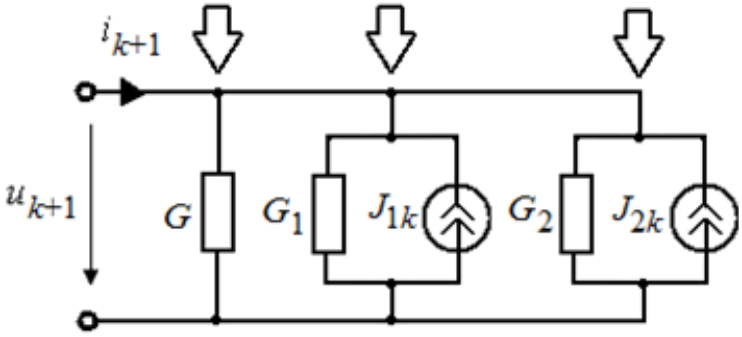


Рис. 4. Дискретная схема элемента заземлителя
с частотно-зависимой проводимостью $Y(j\omega)$ на временном шаге k–

Fig. 4. Discrete circuit of the grounding system element
with frequency-dependent conductance $Y(j\omega)$ at time step k

Перейдем к операторному изображению

$$y(s) = 2k_g\sqrt{s\varepsilon\sigma_0},$$

дважды проинтегрируем в пространстве изображений и, перейдя к оригиналу, получим переходную проводимость

$$y(t) = L^{-1}\left[y(s)/s^2\right] = 4k_g\sqrt{\frac{\varepsilon\sigma_0 t}{\pi}}.$$

Тогда дискретная переходная проводимость на шаге k

$$Y_k = \frac{y(kh+h) - y(kh)}{h} = 4k_g\sqrt{\frac{\varepsilon\sigma_0}{\pi h}}(\sqrt{k+1} - \sqrt{k}).$$

Она подставляется в формулы (4), которые определяют параметры дискретной схемы (рис. 3, *б*).

Дискретная переходная проводимость шага k по модели Алипио – Висакро (2) находится аналогично:

$$Y_k = k_g \cdot 1{,}46 \cdot 10^{-3}(\varepsilon\sigma_0)^{0{,}27}\frac{(k+1)^{0{,}46} - k^{0{,}46}}{h^{0{,}54}}.$$

Таким образом, параметры дискретных схем (рис. 3, *б* и 4) проводимостей (собственной и взаимной) элемента заземлителя в модели грунта по Мессиру и Алипио – Висакро получены. Аналогичные преобразования из частотной во временну́ю область могут быть выполнены для проводимости заземлителя в любой модели грунта с комплексной проводимостью $\sigma(j\omega)$, т. е. разработанная методика обладает общностью. Она не приводит к увеличению числа элементов цепной модели заземлителя (рис. 2, *б*) и трудоемкости расчета во временно́й области. Частотный метод, который в настоящее время считается безальтернативным для данного класса задач, таковым не является.

Результаты расчетов и верификация разработанной модели заземлителя

Найдем напряжение заземлителя (рис. 5) при воздействии импульсов тока разной длительности. Будем сопоставлять результаты в традиционной модели грунта ($\sigma = \sigma_0 = \mathrm{const}$) и грунте с частотно-зависимой удельной проводимостью $\sigma(j\omega)$ по модели Алипио – Висакро. Расчеты выполним во временной и частотной области для верификации разработанной модели.

При переходе от модели $\sigma = \mathrm{const}$ к модели $\sigma(j\omega)$ форма импульса напряжения заземлителя в высокоомном грунте существенно меняется (см. рис. 5). Причина в том, что в течение переходного процесса удельная проводимость уменьшается (увеличение времени эквива-

лентно уменьшению частоты, с ее снижением удельная проводимость становится меньше), поэтому фронт импульса напряжения существенно сглаживается, а точка максимума запаздывает во времени. Уровень снижения максимума напряжения зависит от длительности импульса тока.

При воздействии типичного импульса тока молнии с коротким фронтом и относительно длительным затуханием (в задаче выбран стандартный грозовой импульс) максимум импульса напряжения уменьшается на 30 % (рис. 5, *а*). С увеличением длительности импульса (при неизменном фронте) снижение будет меньше, а в пределе (для бесконечно длинного импульса) уменьшения максимума не происходит. Причина в том, что при сглаживании фронта импульса максимум напряжения смещается за фронт волны, но если ток к этому моменту затухает незначительно, то и снижение максимума напряжения мало.

При воздействии срезанного (короткого) импульса тока, который возникает при обратном перекрытии изоляции опоры ВЛ, происходит существенное снижение максимума напряжения (больше, чем в два раза в данной задаче), поскольку в момент максимума напряжения ток существенно затухает (рис. 5, *б*).

Аналогичные последствия для длинных и коротких импульсов вызывает импульсная корона проводов ВЛ. Таким образом, частотная зависимость удельной проводимости грунта – новый фактор, исключающий распространение волн с крутым фронтом в ВЛ при высокоомном грунте.

Расчеты, выполненные частотным методом и методом Влаха во временной области (см. рис. 5), хорошо согласуются (расхождение в пределах 5 %), что подтверждает достоверность разработанной дискретной во времени модели заземлителя в грунте с частотно-зависимыми параметрами.

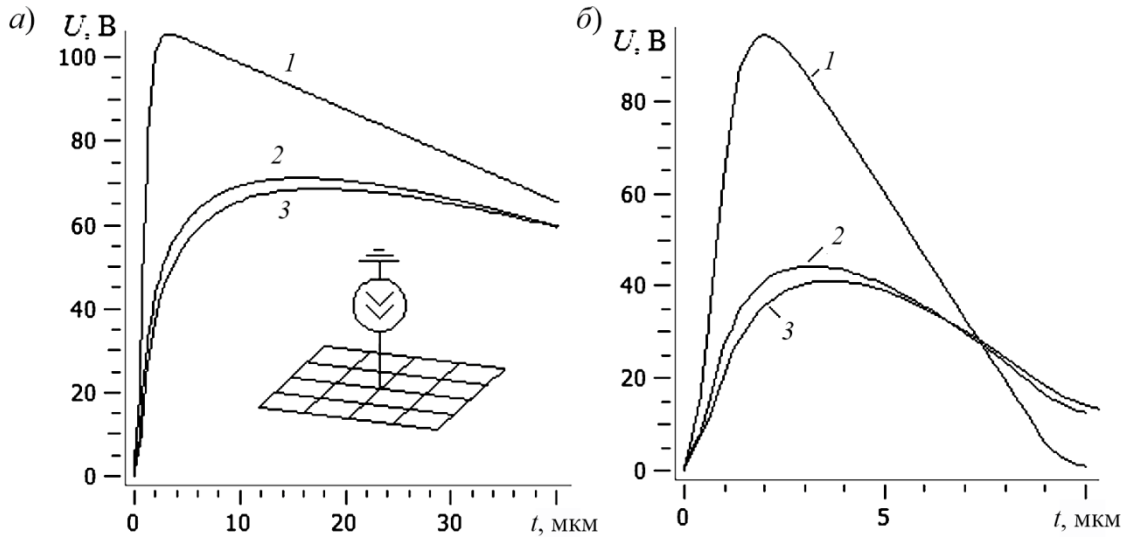


Рис. 5. Потенциал в центре заземлителя при вводе импульса тока амплитудой 1 А с линейным фронтом длительностью: 1,2/50 мкс (*а*) и 1/5 мкс (*б*), рассчитанный разными методами: *1* – при $\sigma = \sigma_0$; *2* – при $\sigma(j\omega)$ методом Влаха; *3* – при $\sigma(j\omega)$ частотным методом. Параметры заземлителя: 20×20 м; шаг сетки – 5 м; стержни стальные; $\mu_r = 200$, диаметр 20 мм; глубина погружения 1 м; параметры грунта – $\sigma_0 = 0{,}2$ мСм/м, $\varepsilon_r = 10$

Fig. 5. Potential at the center of the grounding grid when input current impulse of 1 A amplitude with linear front of: 1,2/50 μs (*a*) and 1/5 μs (*б*), calculated: *1* – when $\sigma = \sigma_0$; *2* – when $\sigma(j\omega)$ using the Vlach method; *3* – when $\sigma(j\omega)$ using the Fourier method; grounding grid parameters: 20×20 m, grid step 5 m, steel rods, $\mu_r = 200$, diameter 20 mm, immersion depth 1 m; soil parameters: $\sigma_0 = 0{,}2$ mS/m, $\varepsilon_r = 10$

Обсуждение результатов и выводы

1. Удельная проводимость грунта – комплексная величина, зависящая от частоты. Она возрастает в несколько раз с увеличением частоты от 100 Гц до 1 МГц в высокоомном грунте (скальный, вечномерзлый), что следует учитывать при расчете заземлителей. Существующие проектные решения, полученные без учета этого фактора, могут быть неэффективными.

2. Переход к модели грунта с частотно-зависимыми параметрами не требует изменения существующей модели заземлителя при расчетах импульсных процессов частотным методом. Однако ограниченная область применения и трудности с удовлетворением принципа причинности заставляют от него отказаться.

3. Разработана дискретная (во времени) модель заземлителя в грунте с произвольной комплексной удельной проводимостью, позволяющая проводить расчеты импульсных процессов во временной области стандартными методом дискретных схем и методом Влаха в точной постановке и без увеличения трудоемкости. Достоверность модели подтверждена сравнением с результатами расчета частотным методом.

4. Во временной области удельная проводимость максимальна в начале переходного процесса, далее она снижается и стремится к установившемуся значению σ_0. Отсюда уменьшение напряжения заземлителя и сглаживание фронта импульса по сравнению с использованием классической модели грунта с постоянной удельной проводимостью.

5. Чем короче фронт и длительность импульса тока, тем больше снижение максимума напряжения заземлителя в данном грунте. Срезанные импульсы тока, вызванные обратными перекрытиями изоляции опор ВЛ, затухают в наибольшей степени. Этот новый эффект, подобный действию импульсной короны на проводах ВЛ, облегчает выбор средств защиты от грозовых перенапряжений.

6. Действующие нормативные документы по проектированию заземлителей, электромагнитной совместимости, грозозащите следует скорректировать с учетом современных данных о частотных свойствах электропроводности грунтов, оказывающие существенное влияние на параметры заземлителей в высокоомном грунте. В требования к компьютерным программам по расчету заземлителей следует включить расчеты в грунте с частотно-зависимыми параметрами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Visacro S., Alipio R., Vale M.H.M., Pereira C.** The response of grounding electrodes to lightning currents: The effect of frequency dependent soil resistivity and permittivity // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2011. Vol. 53. No. 2. P. 401–406.

2. **Alipio R., Visacro S.** Modeling the frequency dependence of electrical parameters of soil // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2014. Vol. 56. No. 5. P. 1163–1171.

3. **Visacro S., Alipio R., Pereira C., Guimaraes M., Schroeder M.A.O.** Lightning response of grounding grids: Simulated and experimental results // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2015. Vol. 57. No. 1. P. 121–127.

4. **Alipio R., Visacro S.** Impulse efficiency of grounding electrodes: Effect of frequency-dependent soil parameters // IEEE Trans. Power Delivery. 2014. Vol. 29. No. 2. P. 716–723.

5. **Akbari M., Sheshyekani K., Alemi M.R.** The effect of frequency dependence of soil electrical parameters on the lightning performance of grounding systems // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2013. Vol. 55. No. 4. P. 739–746.

6. **Silveira F.H., Visacro S., Alipio R., De Conti A.** Lightning-Induced Voltages Over Lossy Ground: The Effect of Frequency Dependence of Electrical Parameters of Soil // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2014. Vol. 56. No. 5. P. 1129–1136.

7. **Akbari M., Sheshyekani K., Pirayesh A., Rachidi F., Paolone M., Borghetti A., Nucci C.A.** Evaluation of lightning electromagnetic fields and their induced voltages on overhead lines considering the frequency de-

pendence of soil electrical parameters // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2013. Vol. 55. No. 5. P. 1210–1219.

8. **Cavka D., Mora N., Rachidi F.** A comparison of frequency-dependent soil models: application to the analysis of grounding systems // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2014. Vol. 56. No. 2. P. 177–187.

9. **Luo S., Chen Z.** Iterative methods for extracting causal time-domain parameters // IEEE Trans. Microwave Theory and Techniques. 2005. Vol. 53. No.3. P. 969–976.

10. **Becerra J., Vega F., Rachidi F.** Extrapolation of a truncated spectrum with Hilbert transform for obtaining causal impulse responses // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2017. Vol. 59. No. 2. P. 454–460.

11. **Шишигин С.Л., Черепанов А.В., Шишигин Д.С.** Расчет заземлителей в грунте с частотно-зависимыми параметрами // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2018. № 6. С. 49–58.

12. **Матвеев Б.К.** Электроразведка. М.: Недра, 1990. 368 с.

13. **Шишигин С.Л.** Математические модели и методы расчета заземляющих устройств // Электричество. 2010. № 1. С. 16–23.

14. **Влах И., Сингхал К.** Машинные методы анализа и проектирования электронных схем. М.: Радио и связь. 1988. 560 с.

15. **Alipio R., Visacro S.** Time-domain analysis of frequency-dependent electrical parameters of soil // IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility. 2017. Vol. 59. No. 3. P. 873–878.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ШИШИГИН Сергей Леонидович – *доктор технических наук заведующий кафедрой Вологодского государственного университета*
E-mail: ctod28@yandex.ru
ЧЕРЕПАНОВ Алексей Викторович – *аспирант Вологодского государственного университета*
E-mail: alex1234_91@mail.ru
ШИШИГИН Дмитрий Сергеевич – *кандидат технических наук преподаватель Вологодского государственного университета*
E-mail: shishigind@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 09.08.2018

REFERENCES

[1] **Visacro S., Alipio R., Vale M.H.M., Pereira C.** The response of grounding electrodes to lightning currents: The effect of frequency dependent soil resistivity and permittivity. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2011. Vol. 53. No. 2. P. 401–406.

[2] **Alipio R., Visacro S.** Modeling the frequency dependence of electrical parameters of soil. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2014. Vol. 56. No. 5. P. 1163–1171.

[3] **Visacro S., Alipio R., Pereira C., Guimaraes M., Schroeder M.A.O.** Lightning response of grounding grids: Simulated and experimental results. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2015. Vol. 57. No. 1. P. 121–127.

[4] **Alipio R., Visacro S.** Impulse efficiency of grounding electrodes: Effect of frequency-dependent soil parameters. *IEEE Trans. Power Delivery*. 2014. Vol. 29. No. 2. P. 716–723.

[5] **Akbari M., Sheshyekani K., Alemi M.R.** The effect of frequency dependence of soil electrical parameters on the lightning performance of grounding systems. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2013. Vol. 55. No. 4. P. 739–746.

[6] **Silveira F.H., Visacro S., Alipio R., De Conti A.** Lightning-Induced Voltages Over Lossy Ground: The Effect of Frequency Dependence of Electrical Parameters of Soil. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2014. Vol. 56. No. 5. P. 1129–1136.

[7] **Akbari M., Sheshyekani K., Pirayesh A., Rachidi F., Paolone M., Borghetti A., Nucci C.A.** Evaluation of lightning electromagnetic fields and their induced voltages on overhead lines considering the frequency dependence of soil electrical parameters. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2013. Vol. 55. No. 5. P. 1210–1219.

[8] **Cavka D., Mora N., Rachidi F.** A comparison of frequency-dependent soil models: application to the

analysis of grounding systems. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2014. Vol. 56. No. 2. P. 177–187.

[9] **Luo S., Chen Z.** Iterative methods for extracting causal time-domain parameters. *IEEE Trans. Microwave Theory and Techniques*. 2005. Vol. 53. No.3. P. 969–976.

[10] **Becerra J., Vega F., Rachidi F.** Extrapolation of a truncated spectrum with Hilbert transform for obtaining causal impulse responses. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2017. Vol. 59. No. 2. P. 454–460.

[11] **Shishigin S.L., Cherepanov A.V., Shishigin D.S.** Raschet zazemliteley v grunte s chastotno-zavisimymi parametrami [Grounding systems calculation in soil with frequency-dependent parameters]. *Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki*. 2018. № 6. S. 49–58. (rus.)

[12] **Matveyev B.K.** Elektrorazvedka [Electrical exploration]. M.: Nedra, 1990. 368 s. (rus.)

[13] **Shishigin S.L.** Matematicheskiye modeli I metody rascheta zazemlyayushchikh ustroystv [Mathematical models and calculation methods of grounding devices]. *Elektrichestvo*. 2010. № 1. S. 16–23. (rus.)

[14] **Vlakh I., Singkhal K.** Mashinnyye metody analiza i proyektirovaniya elektronnykh skhem [Machine methods of analysis and electronic curcuits design]. M.: Radio i svyaz. 1988. 560 s. (rus.)

[15] **Alipio R., Visacro S.** Time-domain analysis of frequency-dependent electrical parameters of soil. *IEEE Trans. Electromagnetic Compatibility*. 2017. Vol. 59. No. 3. P. 873–878.

THE AUTHORS

SHISHIGIN Sergei L. – *Vologda state university*
E-mail: ctod28@yandex.ru
CHEREPANOV Aleksei V. – *Vologda state university*
E-mail: alex1234_91@mail.ru
SHISHIGIN Dmitrii S. – *Vologda state university*
E-mail: shishigind@yandex.ru

Received: 09.08.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240309
УДК 621.311.22

В.Н. Порохов, С.В. Еранкин

ООО «Экотэп», Санкт-Петербург, Россия

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ВЫБОРГСКОЙ ТЭЦ-17

С каждым годом стоимость использования воды из природных источников растет, что делает целесообразным перевод прямоточной системы технического водоснабжения ТЭЦ на оборотную с применением гидроохладителей (градирен) для возможности повторного использования воды. Кроме того, строительство оборотной системы дает существенный прирост располагаемой мощности за счет снятия ограничений по условиям охраны водного бассейна. По предоставленным Выборгской ТЭЦ-17 данным за 2016–2017 гг. проведен анализ работы существующей системы технического водоснабжения. Разработаны варианты реконструкции с применением различного числа вентиляторных градирен. Рассмотрены три типа оросительного устройства градирен на предмет оптимальности их использования с экономической точки зрения. Изучено влияние повышения температуры на режим работы оборудования и эффективности топливоиспользования. Определен наиболее эффективный вариант реконструкции системы технического водоснабжения.

Ключевые слова: система технического водоснабжения, реконструкция, вентиляторные градирни, оросительные устройства, ограничение мощности, варианты реконструкции.

Ссылка при цитировании:
В.Н. Порохов, С.В. Еранкин. Разработка технических решений по модернизации Выборгской ТЭЦ-17 // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 102–113. DOI: 10.18721/JEST.240309.

V.N. Porokhov, S.V. Erankin

LTD «Ecotep», St. Petersburg, Russia

DEVELOPMENT OF TECHNICAL SOLUTIONS FOR THE TRANSFER OF VYBORGSKAYA CHPP-17

The costs for the using water from natural sources grow from year to year, which makes it expedient to transfer a straight-through system of technical water supply to a circulating system, using cooling towers, to reuse water. In addition, the construction of a circulating water system gives significant growth of usable power by eliminating the power limits connected to water protection regulations. We have analyzed the operation of the existing technical water supply system based on the data provided by Vyborg CHPP-17 for 2016–2017. Several reconstruction options with application of different numbers of mechanical draft cooling towers have been developed. Three types of cooling tower fill have been considered from the standpoint of their optimal economic usage. The influence of temperature increase on the operation mode of equipment and fuel efficiency has been studied. The most effective option of reconstruction of the technical water supply system was determined.

Keywords: system of technical water supply, reconstruction, mechanical draft cooling tower, fill, limitation of power, reconstruction options.

Citation:
V.N. Porokhov, S.V. Erankin, Development of technical solutions for the transfer of Vyborgskaya CHPP-17, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 102–113, DOI: 10.18721/JEST.240309.

Введение

Энергетическая отрасль России – крупнейший водопользователь в стране. При этом около 40 % действующих тепловых электростанций (ТЭС) имеют прямоточную систему охлаждения [1]. В частности, в Невском филиале ПАО «ТГК-1» прямоточную систему технического водоснабжения (СТВС) имеют половина ТЭЦ.

С каждым годом ставки за пользование водными объектами увеличиваются с повышающим коэффициентом [2, 3]. Начиная с 2015 года рост платы за водопользование согласно Постановлению Правительства РФ № 1509 «О ставках платы за пользование водными объектами» составило 15 % в год, что привело к значительному росту расходов по статье водопотребления и в итоге сделало актуальным вопрос реализации мероприятий по сокращению затрат на пользование водными объектами, находящимися в федеральной собственности.

Один из основных способов решения этого вопроса – перевод прямоточной системы технического водоснабжения ТЭЦ на оборотную систему с применением гидроохладителей – градирен. При заявленном росте цен за водопотребление реализация таких вариантов может стать финансово выгодной: экономический эффект будет получен за счет снижения платы за пользование водными объектами.

Кроме того, из-за отсутствия при эксплуатации оборотной системы охлаждения сбросов нагретой воды в природный источник необходимость перехода к полной оборотной системе охлаждения на ТЭЦ имеет, помимо экономических, также экологические предпосылки. Уже сейчас, как известно, проектирование прямоточных систем технического водоснабжения не допускается [4]. А применение на электростанциях оборотных СТВС с градирнями, как показал опыт их эксплуатации, с точки зрения охраны окружающей среды – вполне приемлемое решение.

Поэтому целью нашей работы было установление наиболее эффективного технического решения по переводу Выборгской ТЭЦ-17 с прямоточной системы техводоснабжения на оборотную.

Существующая система техводоснабжения

Выборгская ТЭЦ-17 располагается в городе Санкт-Петербурге в Калининском районе. Станция запущена в эксплуатацию 30 декабря 1954 года.

На ТЭЦ-17 находятся в эксплуатации 3 паровые турбины с теплофикационными отборами следующих типов: Т-27,5-90 (ст. №2), Т-100-130 (ст. №3) и Т-123/130-130 (ст. №4).

Основным топливом является природный газ, резервным – мазут.

Система охлаждения основного и вспомогательного оборудования – прямоточная. Техническое водоснабжение Выборгской ТЭЦ осуществляется посредством забора воды из р. Невы с помощью двух береговых насосных станций (БН-1 и БН-2).

Забор воды в БН-1 для технологических нужд ТЭЦ выполняется через две водоприемные трубы диаметром 1200 мм. Трубы проложены по дну реки и уходят на глубину 14,25 м. В машинном зале БН-1 размещены: циркуляционные, пожарные, хозяйственные, вакуумные и дренажные насосы; эжекторы с трубопроводами и арматурой; панели управления.

В БН-2 вода из р. Невы в аванкамеры водоприемника поступает по двум трубам диаметром 1600 мм, уложенным по дну реки. Машинный зал БН-2 расположен под левым крылом главного инженерного корпуса ЛМЗ. В нем размещены циркуляционные насосы, вакуумные, дренажные насосы и эжектор с трубопроводами и арматурой.

На БН-1 установлено 4 циркнасоса типа 32Д-19, на БН-2 – 5 циркнасосов аналогичного типа. Циркуляционная вода от них поступает для конденсации пара в конденсаторы турбин, на масло- и газоохладители, на осветлители ХЦ, откуда подается для восполнения потерь теплосети.

Таблица 1

Базовый режим работы ТЭЦ

Table 1

Basic operating mode of the CHPP

Наименование показателя, единицы измерения	Значения показателя для разных энергоблоков и в целом по ТЭЦ			
	Т-27,5-90 ст. №2	Т-100-130 ст. №3	Т-123/130-130 ст. №4	В целом по ТЭЦ
Суммарное число часов в работе зимой (летом), ч	2409 (3032)	3664 (1202)	1808 (396)	–
Среднее за 2016-17 гг. количество одновременно работающих энергоблоков по ТЭЦ, шт.	–	–	–	2 (в июле–1)
Средний за 2016-17 гг. расход свежего пара в турбину зимой (летом), т/ч	135 (126)	403 (290)	453 (304)	–
Средняя за 2016-17 гг. удельная тепловая нагрузка зимой (летом), Гкал/ч	48 (37)	154 (44)	166 (19)	–
Средняя за 2016-17 гг. конденсационная мощность турбины зимой (летом), МВт	6,0 (8,5)	6,9 (46,8)	8,6 (65,5)	–
Средняя за 2016-17 гг. выработка электроэнергии, тыс. кВт·ч	–	–	–	159 035
Расчетная годовая выработка электроэнергии, тыс. кВт·ч	–	–	–	163 469*
Средняя за 2016-17 гг. мощность ТЭЦ по теплофикационному циклу в летний периоды, МВт	–	–	–	26,7
Номинальный расход воды, $м^3$/ч:**				
на конденсаторы (через основные пучки)	5000	13600	13600	–
всего на вспомогательное оборудование	200	760	760	–
всего	5200	14360	14360	33920
Фактический средний за 2016-17 гг. суммарный расход воды за год, тыс. $м^3$	–	–	–	99364
Суммарный расчетный средний за 2016-17 гг. годовой расход топлива, т у.т.	–	–	–	60005
Ограничение мощности в летний период, МВт:**				
май	14,5	12	65	–
июнь	14,5	24	65	–
июль	27,5	47	123	–
август	8,5	100	123	–
сентябрь	14,5	14	65	–

* Рассчитанное значение отличается от практического на 2,7 %.

** По данным ТЭЦ.

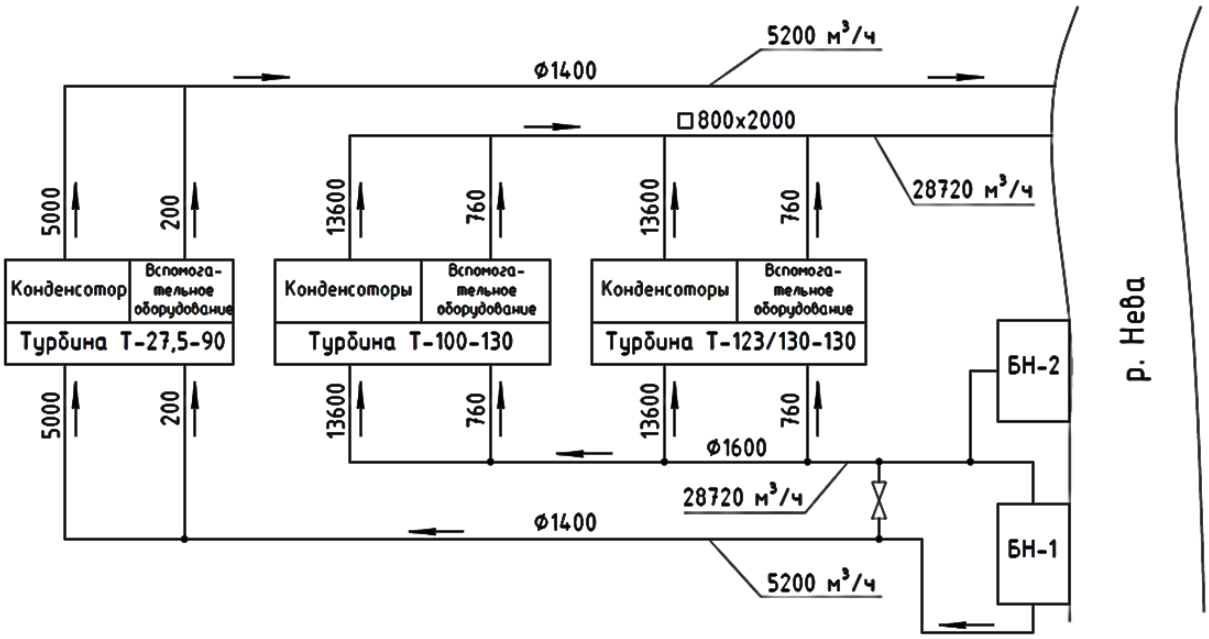


Рис. 1. Балансовая схема прямоточной системы технического водоснабжения
Fig. 1. The balance scheme of a straight-through system of technical water supply

Напорный коллектор БН-1 диаметром 1000 мм переходит в коллектор 1400 мм, по которому вода поступает на конденсатор турбины ст. №2 и вспомогательное оборудование. А на конденсаторы турбин ст. №3 и №4 речная вода распределяется через напорный коллектор БН-2 диаметром 1600 мм. Трубопроводы цирк-воды проходят по территории ЛМЗ и имеют отводы для нужд ЛМЗ.

Слив нагретой воды производится по двум трубопроводам диаметром 1200 мм и каналу 800×2000 мм.

На основе предоставленных станцией данных была проанализирована работа Выборгской ТЭЦ и выполнен тепловой расчет ее базового режима работы за 2016–2017 гг., т. е. расчет на основе осредненных фактических технологических показателей работы оборудования станции за зимний (октябрь – апрель) и летний (май – сентябрь) периоды работы. Полученные результаты сведены в табл.1.

Под номинальным расходом воды понимается расход оборотной воды через основное и вспомогательное оборудование турбины, соответствующий заводским (паспортным) значениям.

На рис. 1 представлена балансовая схема прямоточной СТВС. Обозначенные расходы приняты по паспортным характеристикам оборудования.

Варианты реконструкции системы техводоснабжения

С целью уменьшения водопотребления из р. Невы рассмотрены три варианта реконструкции со строительством насосной станции и вентиляторных градирен различной производительности.

Вариант №1: строительство оборотной системы техводоснабжения, которая сможет обеспечить работу одного из турбоагрегатов (Т-123/130-130 ст. №4 или Т-100-130 ст. №3).

Вариант №2: перевод всей ТЭЦ на оборотную СТВС.

Вариант №3: перевод вспомогательного оборудования всех турбоагрегатов на оборотную СТВС.

Вариант №3 рассматривается в качестве дополнительного. После прохождения через маслоохладители возможен унос части масла с охлаждающей водой [5]. Реализация данного варианта позволит избежать отведения воды, содержащей нефтепродукты, в р. Неву.

Таблица 2

Варианты реконструкции

Table 2

Options of reconstruction

Вариант вентиляторных градирен	Плотность орошения q, м^3/м^{2}ч	Количество градирен, шт.	Секций градирен, шт.	Суммарная площадь орошения, м^2	Расход на одну секцию $И_{секц}$, м^3/ч	Расход на одну градирню $И_{град}$, м^3/ч	Сумм. расход воды $\Sigma И_{град}$, м^3/ч	Необходимое количество насосов, шт.	Тип насоса	Бассейн градирни, м^3	Кол-во магистральных водоводов, шт.	Диаметр магистральных водоводов, мм	Кол-во отводящих водоводов, шт.	Диаметр отводящих водоводов, мм	Размеры аванкамеры, м
№1	16,1	2	6	1152	3100	9300	18600	3	SJT-42CLC	864	2	1200	2	1200	12×12×4,5
№2	16,1	4	12	2304	3100	9300	37200	6	SJT-42CLC	864	2	1800	2	1800	18×12×4,5
№3	12,6	1	2	128	806	1613	1613	3	TP 200-410/4	384	1	510	1	510	–

Характеристики сооружений каждого варианта приведены в табл. 2.

В качестве основного оборудования рассматриваются:

вертикальные полупогружные одноступенчатые насосы компании Sulzer типа SJT-42CLC (6333 м^3/ч, 27 м.вод.ст) для вариантов реконструкции №1 и №2;

вертикальные центробежный одноступенчатые насосы компании Grundfos типа TP 200-410/4 (771 м^3/ч, 28 м.вод.ст) для варианта №3;

вентиляторные трехсекционные градирни типа СВГ-192-3 (ООО «ЭКОТЭП», Санкт-Петербург; размер секции – 12×16 м, мощность электродвигателя – 90 кВт) для вариантов реконструкции №1 и №2;

вентиляторная двухсекционная градирня СВГ-64-2 (ООО «ЭКОТЭП» Санкт-Петербург, размер секции – 8×8 м, мощность электродвигателя – 37 кВт) для варианта №3.

Вертикальные полупогружные насосы выбраны благодаря их высокой надежности (электродвигатель, а также торцевые уплотнения не соприкасаются с жидкостью), относительно невысокой стоимости и малой требуемой площади для установки по сравнению с горизонтальными насосами, что важно для вариантов №1 и №2.

Для варианта №3, не требующего большой площадки для застройки, выбраны центробежные горизонтальные насосы.

В качестве гидроохладителей приняты вентиляторные градирни исходя из таких их достоинств:

компактности и возможности создавать габариты в зависимости от расположения на генплане;

более глубокого охлаждения воды и более низкой цены по сравнению с башенными градирнями аналогичной охлаждающей способности [6].

Сухие вентиляторные и башенные испарительные градирни ввиду ограниченной площадки для застройки к рассмотрению не принимаются.

Варианты размещения гидроохладителей на генплане

Градирни предлагается разместить на территории ТЭЦ около маслохозяйства по трем вариантам. При этом все расстояния между охладителями воды, зданиями и сооружениями принимаются в соответствии с СП 18.13330.2011 «Генеральные планы промышленных предприятий».

Вариант №1 – градирни устанавливаются между маслохозяйством и зданием электролизной в один ряд вдоль ограждения территории ТЭЦ.

Общая производительность вентиляторных градирен, рассчитанная на охлаждение расхода оборотной воды, – 18600 м^3/ч. Данного расхода воды достаточно для перевода на оборотную систему водоснабжения турбоагрегата Т-123/130-130 и вспомогательного оборудования. Габарит одной градирни – 16,0×36,0 м. Расстояние в ряду между градирнями – 3,0 м.

Недостатки варианта:

часть оборудования ТЭЦ останется на прямоточной системе технического водоснабжения;

требуется демонтаж здания склада ЛМЗ.

Вариант №2 – градирни устанавливаются аналогично варианту №1 между маслохозяйством и зданием электролизной с добавлением одного параллельного ряда градирен.

Общая производительность вентиляторных градирен, рассчитанная на охлаждение расхода оборотной воды, – 37200 м^3/ч. Данный расход воды рассчитан на перевод всей ТЭЦ на оборотную систему технического водоснабжения. Габарит одной градирни – 16,0×36,0 м. Расстояние в ряду между градирнями – 3,0 м. Расстояние между рядами градирен – 21,0 м.

Недостаток варианта: требуется демонтаж здания склада ЛМЗ.

Установка четырех вентиляторных градирен позволяет отказаться от прямоточной системы технического водоснабжения.

Предполагаемое расположение четырех вентиляторных градирен показано на рис. 2.

Вариант №3 – градирня устанавливаются между маслохозяйством и ограждением территории ТЭЦ вблизи здания машзала 2-й очереди с минимальным использованием свободной территории для возможности дальнейшей застройки.

Общая производительность вентиляторной градирни, рассчитанная на охлаждение расхода оборотной воды, – 1613 м^3/ч. Данного расхода воды достаточно для перевода на оборотную систему водоснабжения вспомогательного оборудования всех турбоагрегатов. Габарит градирни – 16,0×8,0 м.

Недостаток: основное оборудование ТЭЦ останется на прямоточной системе технического водоснабжения.

Такое расположение градирни позволяет минимизировать демонтажные и строительные работы по существующим сооружениям ТЭЦ. Однако, учитывая указанный недостаток, этот вариант к реализации не рекомендуется.

Результаты расчетов

Теплотехнические расчеты выполнены для вариантов реконструкции СТВС с применением различных типов оросительных устройств.

Для сравнения выбраны три различные конструкции оросительных устройств, которые отличаются друг от друга по принципу создания поверхности контакта воды и воздуха:

1) капельно-пленочный ороситель NC 20-25;

2) комбинированный ороситель (ОДГ-60/40+ОДГ-60/25(2)+ВСС-55);

3) капельно-пленочный ороситель типа БЭВ-200 [7–10].

Наибольшие ограничения появляются в неотопительный период, когда снижается теплопотребление и возникает необходимость выработки электроэнергии в конденсационном режиме или режиме с малым объемом регулируемых отборов [11]. В частности, на Выборгской ТЭЦ при существующей прямоточной системе техноводоснабжения существенные ограничения по мощности накладывает запрет сброса воды в реку Неву, температура которой превышает 20 °С летом и 5 °С зимой, а максимальный перепад температуры в месте водовыпуска составляет более 5 °С.

Расчет обеспеченности электрической мощности турбин выполнен для летнего режима работы, когда отключается система отопления города и до минимума снижается возможность выработки электрической мощности на турбинах по теплофикационному циклу.

Рис. 2. Размещение вентиляторных градирен на генплане, вариант №2

Fig. 2. Placement of fan cooling towers on the general plan, option №2

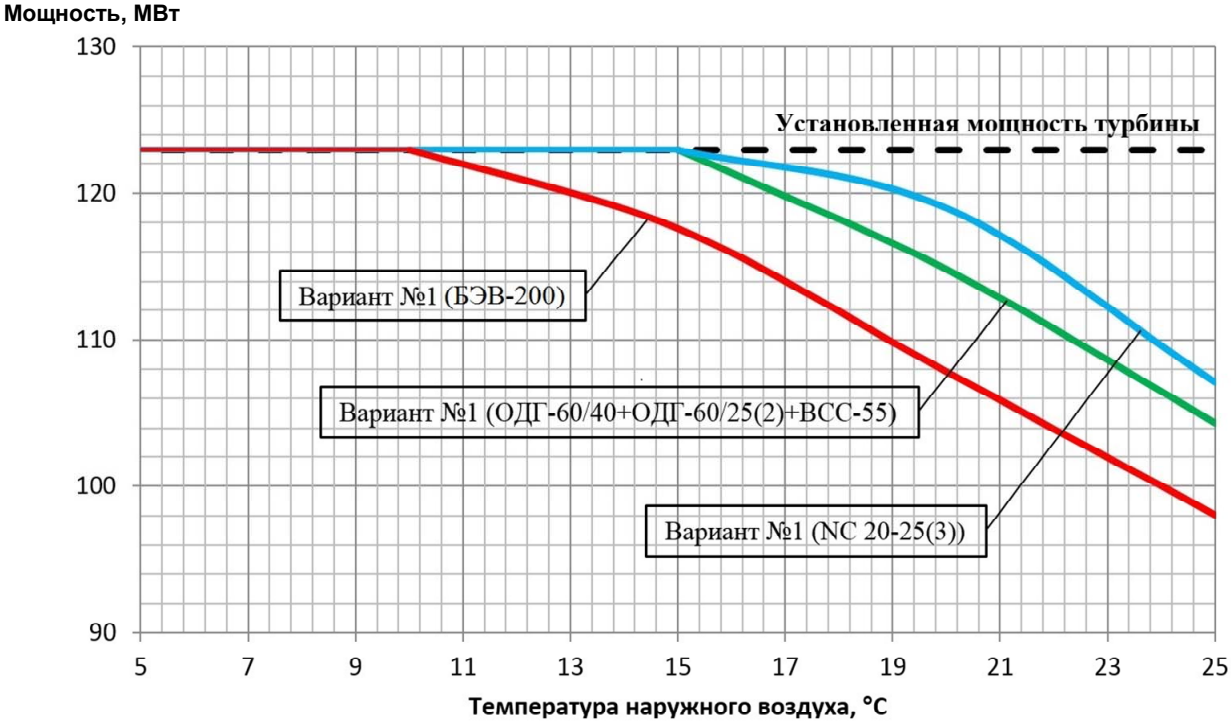
Расчеты проведены на примере [12] и с учетом «Методических указаний по определению и согласованию ограничений установленной электрической мощности тепловых и атомных электростанций» СО ЦДУ ЕЭС и выполнены для двух вариантов:

1) на оборотной системе включена одна турбина типа Т-100/130 ст. №3 или Т-123/130-130 ст. №4 (предпочтительней работа турбины ст. №4 с наименьшим сроком эксплуатации); работают две вентиляторные градирни; расход охлаждающей циркводы максимально возможный при обеспечении максимальной нагрузки на конденсатор;

2) включены все три установленные на ТЭЦ турбины типа Т и четыре вентиляторные градирни; расход охлаждающей циркводы – максимальный, обеспечиваемый в этом режиме установленными циркнасосами.

По результатам расчета обеспеченности электрической мощности турбин строится график зависимости располагаемой мощности турбин от температуры наружного воздуха для двух вариантов реконструкции при совместной работе вентиляторных градирен с различными типами оросительных устройств (рис. 3).

а)



б)

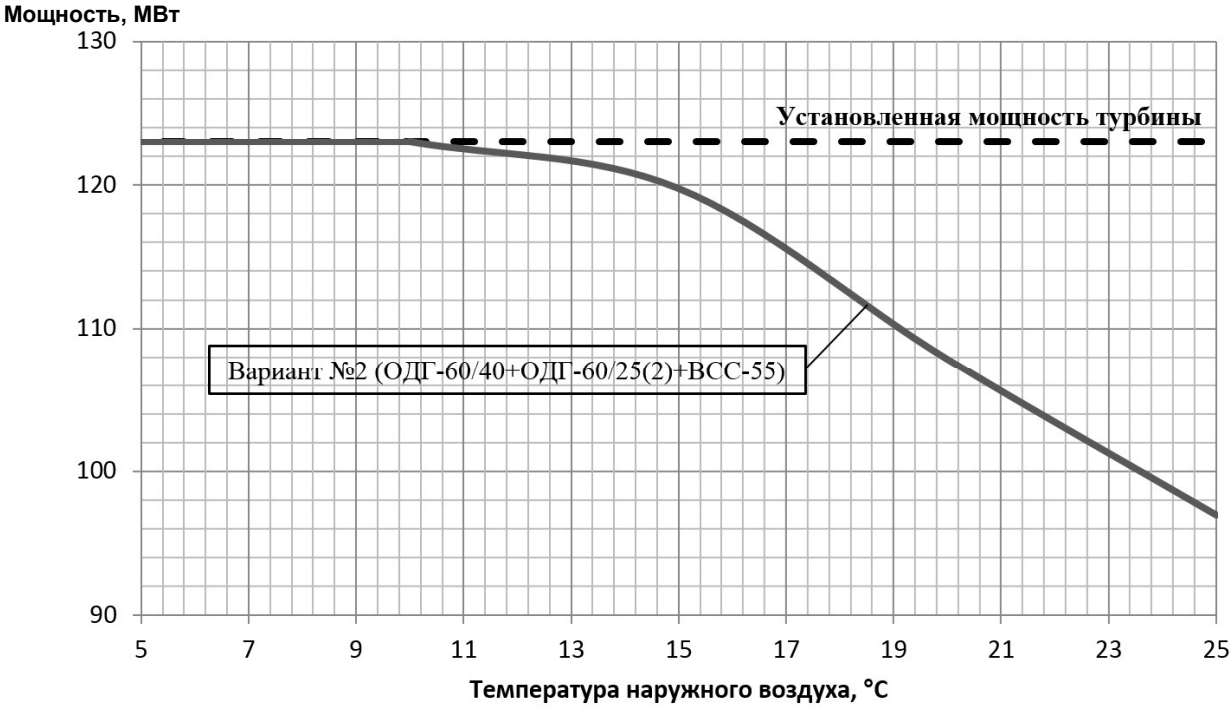


Рис. 3. Графики зависимости располагаемой мощности турбины типа Т-123/130-130 ст. №4 от температуры наружного воздуха для двух вариантов реконструкции: *а* – вариант №1; *б* – вариант №2

Fig. 3. Graphs of the dependence of the available capacity of the turbine type T-123/130-130 st. №4 on the outside temperature: *a* – option N1; *б* – option N2

Таблица 3

Ограничения мощности

Table 3

Power limits

Месяц	Температура воздуха, °С	Расчетное ограничение мощности турбины ст. №4, $\Delta N_{огр}$, МВт			
		Вариант 1 с NC 20-25(3)	Вариант 1 с ОДГ-60/40+ ОДГ-60/25(2)+ВСС-55	Вариант 1 с БЭВ–200	Вариант 2 с ОДГ-60/40+ ОДГ-60/25(2)+ВСС-55
V	10,9	0	0	0,4	0
VI	15,7	0,1	1,0	6,5	4,7
VII	18,3	1,7	5,2	11,4	10,9
VIII	16,7	0,5	2,5	8,3	6,9
IX	11,4	0	0	0,8	0

Полученная зависимость суммарной располагаемой мощности турбин от температуры наружного воздуха при работе в конденсационном режиме свидетельствует о недостаточности охлаждающей способности градирни при повышением температуры наружного воздуха и ограничении по максимальному расходу пара установленных на турбинах конденсаторов. Решением данной проблемы является выбор лучшего оросительного устройства с большей поверхностью и водораспределительной системы градирни с качественным равномерным распределением жидкости по всей площади орошения и во всем объеме оросительного устройства [13].

По полученным графикам (см. рис. 3) для всех вариантов можно определить располагаемую мощность турбины типа Т-123/130-130 ст. №4 при фактических температурах наружного воздуха каждого месяца летнего периода работы ТЭЦ.

Установленная мощность турбины $N_{уст}$ Т-123/130-130 составляет 123 МВт. Отличие располагаемой мощности турбины от установленной связано с ограничениями по мощности. Расчетные ограничения мощности определяются по формуле

$$\Delta N_{огр} = N_{уст} - \sum N_{расп},$$

где $N_{уст}$ – установленная мощность турбины; $N_{расп}$ – располагаемая мощность турбины.

Полученные результаты сведены в табл. 3.

Таким образом, за счет снижения ограничения мощности, в частности на турбине типа Т-123/130-130 ст. №4, по сравнению с существующими ограничениями ТЭЦ будет получать значительно больше прибыли от коммерческого отбора мощности (КОМ).

Укрупненная оценка стоимости рассматриваемых вариантов была произведена ООО «Экотэп» на основании справочника базовых цен для строительства.

Оценка эффективности инвестиций, а также сравнение различных вариантов модернизации СТВС осуществлены при помощи динамических методов оценки эффективности; определялись: чистая текущая стоимость проекта (NPV), дисконтированный срок окупаемости (DPP), индекс рентабельности дисконтированных инвестиций (PI).

Для наглядности результаты технико-экономического сравнения вариантов сведены в табл. 4 и рис. 4.

Известно, что при повышении температуры происходит увеличение расхода топлива и более высокая температура поступающей на конденсацию пара воды накладывает более жесткие ограничения мощности турбоагрегата [14, 15]. Это и подтверждают результаты расчетов. Благодаря данной закономерности вариант с оросительным устройством NC 20-25(3), наиболее дорогим, но с наилучшей охлаждающей способностью, имеет наименьший дисконтированный срок (в составе варианта №1) – 9,0 лет, меньше, чем варианты с дешевыми, но с наименьшей охлаждающей способностью оросительными устройствами.

Таблица 4

Результаты технико-экономического сравнения

Table 4

Results of the technical and economic comparison

Вариант	Водопотребление, тыс. м^3/год	Уменьшение водопотребления, тыс. м^3	Дополнительное энергопотребление собственными нуждами, тыс.кВт·ч	Суммарный расход топлива всеми энергоблоками, т у.т.	Увеличение расхода топлива, т у.т.	Капиталовложения (без учета НДС, 2016 г.), млн. руб.	Дисконтированный срок окупаемости, DPP, лет	Индекс рентабельности инвестиций, PI (15 лет после реализации)
БВ	99364	–	–	60005	–	–	–	–
№1 с NC	23357	76007	6661	74582	14577	229,3	9,0	0,12
№1 с ОДГ	23357	76007	6661	76338	16333	206,5	9,8	0,03
№1 с БЭВ	23357	76007	6661	78289	18283	204,3	13,2	–0,28
№2 с ОДГ	564	98800	12872	64796	4791	406,4	7,6	0,30
№3	92632	6732	1572	60005	0	39,0	14,6	–0,28

Вследствие перехода на оборотную СТВС появляются дополнительные затраты на электроэнергию собственных нужд, потребляемую циркуляционными насосами и вентиляторами градирен. Однако замена прямоточной СТВС на оборотную дает ощутимый прирост располагаемой мощности за счет снятия ограничений по условиям охраны водного бассейна. Кроме того, расход воды из р. Невы значительно уменьшается либо вовсе приходится только на подпитку оборотной СТВС.

Как с точки зрения окупаемости вложенных средств, так и по технологическим соображениям наиболее эффективным вариантом реконструкции является вариант №2 с четырьмя трехсекционными вентиляторными градирнями и применением оросительного устройства типа ОДГ-60/40 + ОДГ-60/25(2) + ВСС-55.

Заключение

Определен наиболее эффективный вариант реконструкции СТВС – вариант №2. На реализацию данного проекта потребуется 406,4 млн руб (без учета НДС, цена 2018 г.). Дисконтированный срок окупаемости минимален и составляет 7,6 лет.

Состав сооружений в варианте реконструкции:

четыре трехсекционные вентиляторные градирни типа СВГ-192-3 (ООО «Экотэп» Санкт-Петербург, размер секции – 12×16 м, мощность электродвигателя – 90 кВт);

железобетонный водосборный бассейн градирни объемом 864 м^3;

самотечные подводящие водоводы к аванкамере;

аванкамера габаритными размерами 18×12×4,5 м;

насосная станция с шестью вертикальными полупогружными одноступенчатыми насосами компании Sulzer типа SJT-42CLC (6333 м^3/ч, 27 м.вод.ст);

два циркуляционных (магистральных) водовода диаметром 1800 мм;

два отводящих водовода к градирням диаметром 1800 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. О возможности применения прямоточных систем водоснабжения, используемых в целях охлаждения при проектировании ТЭС и АЭС. Электрические станции // Энергопрогресс. 2014. № 12. С. 27–34.

2. **Ушаков Е.П., Ушакова С.Е.** Водный рынок как институт рентных отношений водопользования // Имущественные отношения в Российской Федерации. 2014. № 9. С. 39–49.

3. **Гитинова К.Г.** Основные тенденции изменения в налоговом законодательстве по водному налогу // Фундаментальные исследования. 2016. № 1 (часть 1). С. 121–126.

4. **Реутов Б.Ф., Зисман С.Л., Лазарев М.В., Масленков А.А., Светушков В.В., Попов О.А.** О необходимости пересмотра законодательных актов, регламентирующих использование водных объектов для нужд энергетики // Электрические станции. 2017. № 9. С. 49–53.

5. **Лаптев А.Г., Сергеев Е.С.** Водоподготовка и водоочистка в энергетике // Вода: химия и экология. 2011. № 3. С. 33–40.

6. **Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А.** Устройство и расчет промышленных градирен: Монография. Казань: КГЭУ. 2004. 180 с.

7. **Свердлин Б.Л., Шишов В.И., Пилипенко К.В.** Практические рекомендации по выбору технологического оборудования при ремонте, строительстве и модернизации вентиляторных градирен (выбор оросительных устройств) // Химическая техника. 2004. № 1. С. 5–8.

8. **Гельфанд Р.Е., Свердлин Б.Л., Шишов В.И.** Коэффициенты тепло- и массоотдачи современных оросителей для технологических расчетов градирен // Электрические станции. 2006. № 2. С. 24–30.

9. **Свердлин Б.Л.** Методика проведения лабораторных испытаний оросительных устройств // Градирни и гидротехнические сооружения в системах техводоснабжения энергетических и промышленных предприятий: Материалы научно-практической конференции, 17–20 июня 2014 г. СПб., 2014. С. 7–11.

10. **Zuniga-González I.** Modelling heat and mass transfer in cooling towers with natural convection: Ph.D.thesis / Czech Technical University in Prague, 2005.

11. **Зенович-Лешкевич-Ольпинский Ю.А., Широглазова Н.В., Зенович-Лешкевич-Ольпинская А.Ю.** Совершенствование систем технического водоснабжения с градирнями с целью улучшения технико-экономических показателей тепловых электростанций. Часть 2 // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2016. № 4. С. 362–375.

12. **Калатузов В.А.** Повышение располагаемой мощности тепловых электростанций с градирнями: дис. ... канд. техн. наук / Иваново, 2003. 174 с.

13. **Randhire Mayur A.** Performance Improvement of Natural Draft Cooling Tower // International Journal of Engineering Research and Reviews (IJERR). 2014. Vol. 2. No. 1. P. 7–16.

14. **Hemmasian Kashania M.M., Dobregob K.V.** Heat and mass transfer in natural draft cooling towers // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2013. Vol. 86. No. 5. P. 1072–1082.

15. **Sebald Joseph F.** Cooling tower. Heat Power Products Corporation, Bloomfield, New Jersey, 2014.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ПОРОХОВ Владислав Николаевич – *инженер ООО «Экотэп»*
E-mail: porokhov_vlad@mail.ru
ЕРАНКИН Сергей Владимирович – *ведущий инженер ООО «Экотэп»*
E-mail: erankin@ekotep.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 28.08.2018

REFERENCES

[1] O vozmozhnosti primeneniya pryamotochnykh sistem vodosnabzheniya, ispolzuyemykh v tselyakh okhlazhdeniya pri proyektirovanii TES i AES. [On the possibility of using co-current water supply systems used for cooling purposes in the design of TPPs and nuclear power plants]. *Elektricheskiye stantsii. Energoprogress.* 2014. № 12. S. 27–34. (rus.)

[2] **Ushakov Ye.P., Ushakova S.Ye.** Vodnyy rynok kak institut rentnykh otnosheniy vodopolzovaniya. [The water market as an institution for rental water use rela-

tions]. *Imushchestvennyye otnosheniya v Rossiyskoy Federatsii*. 2014. № 9. S. 39–49. (rus.)

[3] **Gitinova K.G.** Osnovnyye tendentsii izmeneniya v nalogovom zakonodatelstve po vodnomu nalogu. [The main trends of changes in the tax law on water tax]. *Fundamentalnyye issledovaniya*. 2016. № 1 (chast 1). S. 121–126. (rus.)

[4] **Reutov B.F., Zisman S.L., Lazarev M.V., Maslenkov A.A., Svetushkov V.V., Popov O.A.** O neobkhodimosti peresmotra zakonodatelnykh aktov, reglamentiruyushchikh ispolzovaniye vodnykh obyektov dlya nuzhd energetiki. [On the need to review legislative acts regulating the use of water bodies for energy needs]. *Elektricheskiye stantsii*. 2017. № 9. S. 49–53. (rus.)

[5] **Laptev A.G., Sergeyev Ye.S.** Vodopodgotovka i vodoochistka v energetike. [Water treatment and water purification in power engineering]. *Voda: khimiya i ekologiya*. 2011. № 3. S. 33–40. (rus.)

[6] **Laptev A.G., Vedgayeva I.A.** Ustroystvo i raschet promyshlennykh gradiren: Monografiya. [Design and calculation of industrial cooling towers: Monograph]. Kazan: KGEU. 2004. 180 s. (rus.)

[7] **Sverdlin B.L., Shishov V.I., Pilipenko K.V.** Prakticheskiye rekomendatsii po vyboru tekhnologicheskogo oborudovaniya pri remonte, stroitelstve i modernizatsii ventilyatornykh gradiren (vybor orositelnykh ustroystv). [Practical recommendations for the selection of process equipment for the repair, construction and modernization of fan cooling towers (selection of irrigation devices)]. *Khimicheskaya tekhnika*. 2004. № 1. S. 5–8. (rus.)

[8] **Gelfand R.Ye., Sverdlin B.L., Shishov V.I.** Koeffitsiyenty teplo- i massootdachi sovremennykh orositeley dlya tekhnologicheskikh raschetov gradiren. [Coefficients of heat and mass transfer of modern irrigators for technological calculations of cooling towers]. *Elektricheskiye stantsii*. 2006. №2. S. 24-30. (rus.)

[9] **Sverdlin B.L.** Metodika provedeniya laboratornykh ispytaniy orositelnykh ustroystv. [Method of conducting laboratory tests of irrigation devices]. *Gradirni i gidrotekhnicheskiye sooruzheniya v sistemakh tekhvodosnabzheniya energeticheskikh i promyshlennykh predpriyatiy: Materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, 17–20 iyunya 2014g. SPb., 2014. C. 7–11. (rus.)

[10] **Zuniga-González I.** Modelling heat and mass transfer in cooling towers with natural convection: Ph.D.thesis / Czech Technical University in Prague, 2005.

[11] **Zenovich-Leshkevich-Olpinskiy Yu.A., Shiroglazova N.V., Zenovich-Leshkevich-Olpinskaya A.Yu.** Sovershenstvovaniye sistem tekhnicheskogo vodosnabzheniya s gradirnyami s tselyu uluchsheniya tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley teplovykh elektrostantsiy. Chast 2. [Improvement of technical water supply systems with cooling towers in order to improve the technical and economic performance of thermal power plants. Part 2]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh obyedineniy SNG*. 2016. №4. S. 362–375 (rus.)

[12] **Kalatuzov V.A.** Povysheniye raspolagayemoy moshchnosti teplovykh elektrostantsiy s gradirnyami: diss. [Increase in the available capacity of thermal power plants with cooling towers: dissertation]. kand.tekhn. nauk. Ivanovo, 2003. 174 s. (rus.)

[13] **Randhire Mayur A.** Performance Improvement of Natural Draft Cooling Tower. *International Journal of Engineering Research and Reviews (IJERR)*. 2014. Vol. 2. No. 1. P. 7–16/

[14] **Hemmasian Kashania M.M., Dobregob K.V.** Heat and mass transfer in natural draft cooling towers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2013. Vol. 86. No. 5. P. 1072–1082.

[15] **Sebald Joseph F.** Cooling tower. Heat Power Products Corporation, Bloomfield, New Jersey, 2014.

THE AUTHORS

POROKHOV Vladislav N. – *LTD «Ecotep»*
E-mail: porokhov_vlad@mail.ru
ERANKIN Sergei V. – *LTD «Ecotep»*
E-mail: erankin@ekotep.ru

Received: 28.08.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240310
УДК 621.438.001.2

А.К. Нгуен, К.Л. Лапшин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

К ВОПРОСУ О РАЦИОНАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМ НАКЛОНОМ НАПРАВЛЯЮЩИХ ЛОПАТОК

В статье представлены результаты исследования влияния способов рационального проектирования направляющих лопаток с тангенциальным наклоном на характеристики и структуру потока в осевых турбинных ступенях. Построены графики КПД, степеней реактивности у корня и у периферии в зависимости от параметра u/C_0. Выполнено траверсирование параметров потока по высоте лопатки (углов потока, коэффициентов потерь кинетической энергии в направляющем аппарате и в рабочем колесе, выходной скорости) и сравнение полученных результатов расчета между ступенями. Дано заключение о влиянии способов рационального проектирования направляющих лопаток с тангенциальным наклоном на характеристики и структуру потока в осевых турбинных ступенях.

Ключевые слова: турбинная ступень, тангенциальный наклон направляющих лопаток, способы рационального проектирования, потери кинетической энергии, степень реактивности, ANSYS CFX.

Ссылка при цитировании:
А.К. Нгуен, К.Л. Лапшин. К вопросу о рациональном проектировании турбинных ступеней с тангенциальным наклоном направляющих лопаток // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 114–125. DOI: 10.18721/JEST.240310.

A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

TO THE QUESTION OF THE RATIONAL DESIGN OF TURBINE STAGES WITH TANGENTIAL INCLINATION OF GUIDE BLADES

In this article, we have explored the influence of methods for rational design of turbine stages with tangential inclination of guide blades on the characteristics and flow structure. We have constructed calculation models for three turbine stages with tangential inclination of guide blades. 3D-testing gas-dynamic calculations were performed in the ANSYS CFX software package. We have constructed graphs for the efficiency, the degrees of reactivity at the root and at the periphery depending on the parameter. The distributions of flow parameters (flow angles, the coefficient of kinetic energy losses for the guide vanes and the impeller, outlet velocity) have been given by blade height. The calculation results between three turbine stages have been compared. The conclusion about the influence of methods of rational design of turbine stages with tangential inclination of guide blades on the characteristics and flow structure has been given.

Keywords: turbine stage, tangential inclination of guide vanes, methods of rational design, kinetic energy losses, degree of reactivity, ANSYS CFX.

Citation:
A.Q. Nguyen, K.L. Lapshin, To the question of the rational design of turbine stages with tangential inclination of guide blades, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 114–125, DOI: 10.18721/JEST.240310.

Введение

Как известно, один из современных способов оптимизации характеристик и структуры потока осевых турбинных ступеней – использование нерадиальной установки направляющих лопаток (НЛ). Применение тангенциального наклона направляющих лопаток (ТННЛ) может повысить КПД осевой турбинной ступени и уменьшить градиент степени реактивности по высоте лопатки [1–15] по сравнению со ступенью обычного типа. В лаборатории турбиностроения Ленинградского политехнического института были выполнены экспериментальные исследования осевых турбинных ступеней с ТННЛ на воздушной турбине [1] и 3D газодинамические расчеты ступени такого типа с помощью аэродинамического пакета ANSYS CFX [15]. Для этой ступени направляющие лопатки с прямолинейной (в плоскости *r-u* цилиндрической системы координат) выходной кромкой проектировались пятью профилями, лежащими на цилиндрических поверхностях тока, при условии постоянства по высоте лопатки эффективного угла ($\alpha_{1эф}$ = const) для решёток НЛ. Ступень такого типа с рабочими лопатками (РЛ) постоянного по высоте лопатки профиля имеет определённые преимущества. Во-первых, РЛ не закручены, поэтому упрощается технология их изготовления для интенсивно охлаждаемых лопаток первых ступеней высокотемпературных газовых турбин. Во-вторых, ступень с ТННЛ при наличии высокой степени реактивности у корня позволяет уменьшить разницу между осевыми усилиями, действующими на ротор в системе «компрессор – турбина», когда они жестко связаны на одном валу.

Так как ТННЛ теперь применяется достаточно широко, то представляется актуальным исследование влияния различных способов рационального проектирования направляющих лопаток с традиционным (с прямолинейной выходной кромкой НЛ) тангенциальным наклоном на характеристики и структуру потока в осевых турбинных ступенях.

Цель работы состоит в том, чтобы исследовать влияние различных способов рационального проектирования направляющих лопаток с традиционным тангенциальным наклоном НЛ на характеристики и структуру потока в осевых турбинных ступенях на виртуальном стенде за счет использования аэродинамического пакета ANSYS CFX. Положительный опыт такого подхода показан в [15].

Постановка задачи

Чтобы корректно достичь поставленной цели, были спроектированы три осевых турбинных ступени по указанным ниже рекомендациям.

Ступень I. Оригинальная ступень с ТННЛ имеет среднюю веерность $\left(\frac{d_{2c}}{l_2}=6{,}34\right)$, ее теоретические и экспериментальные исследования были представлены в статьях [1, 15]. Направляющие лопатки созданы профилями, находящимися на пяти цилиндрических поверхностях тока по высоте лопатки (см. рис. 1). Угол тангенциального наклона между прямолинейной линией центров радиусов скругления выходных кромок профилей и осью *r* в плоскости *r-u* цилиндрической системы координат составляет $\delta = 23°$ на среднем радиусе (рис. 1). Эффективный угол $\alpha_{1эф}$ решеток профилей НЛ постоянен вдоль радиуса и равен 18° 10'.

Ступень II. Сначала проектируется НЛ с прямолинейной и радиальной линией центров радиусов скругления выходных кромок профилей ступени I на пяти цилиндрических поверхностях тока при условии $\alpha_{1эф}$ = const. Затем перо направляющей лопатки в целом поворачивается на заданный угол тангенциального наклона $\delta = 23°$ на среднем радиусе (см. рис. 1). Именно такой подход к проектированию ступеней с ТННЛ особенно популярен на практике.

Ступень III. Как и для ступени I, направляющие лопатки созданы профилями ступени I, находящимися на цилиндрических поверхно-

стях тока на пяти сечениях по высоте лопатки (см. рис. 1). При этом изменены углы установки профилей направляющих лопаток на этих сечениях по сравнению со ступенью I, а именно: уменьшены углы установки профилей в сечениях 1, 2, 3 и 4, а в сечении 5 угол установки профилей увеличен. Эти изменения показаны на рис. 2. Эффективный угол решеток профилей НЛ ступени III нарастает вдоль радиуса.

Рабочие лопатки не закручены, имеют неизменные профили по высоте и одинаковы во всех трёх ступенях. Входной лопаточный угол РЛ – $\beta_{1л} = 56°$, выходной эффективный угол решётки профилей на среднем диаметре – $\beta_{2эф} = 23°54'$.

Основные геометрические характеристики оригинальной ступени I, взятые из [1], следующие:

Радиус корневого сечения R_1', мм	159,1
Длина направляющих лопаток l_1, мм	58,2
Хорда направляющих лопаток b_1, мм	16,5
Шаг направляющих лопаток t_{1c}, мм	11,9
Число направляющих лопаток z_1, шт.	100
Длина рабочих лопаток l_2, мм	59,5
Хорда рабочих лопаток b_{2c}, мм	27,9
Шаг рабочих лопаток t_{2c}, мм	17,4
Число рабочих лопаток z_2, шт.	68
Осевой зазор между направляющими и рабочими лопатками Δz_1, мм	8

Для всех ступеней выполнены газодинамические 3D-расчеты с использованием рекомендаций статей [11–13]. Исследовались осевые турбинные ступени без радиального зазора над РК, что упрощает решение газодинамических 3D-задач.

Как известно, наличие радиального зазора у периферии РЛ без бандажной полки приводит к снижению КПД турбинной ступени. На величину снижения в значительной мере влияют два определяющих фактора: первый – конфигурация периферийного профиля РЛ, второй – уровень термодинамической степени реактивности у периферии ступени. Для всех рассмотренных в статье вариантов рабочая решётка принята одинаковой, а термодинамическая степень реактивности, как будет показано ниже, также мало меняется от варианта к варианту. Поэтому применение нулевого зазора в 3D-расчётах в определённой степени оправдано.

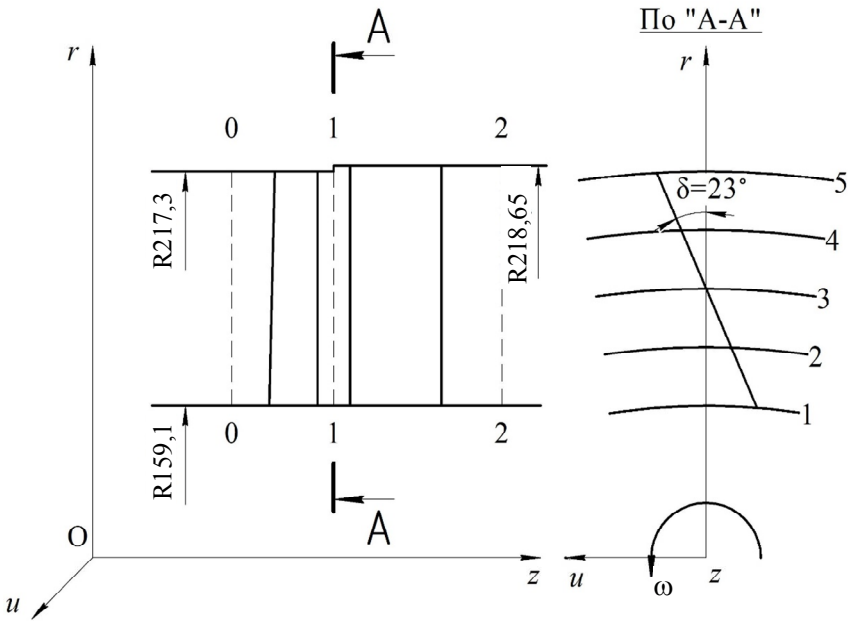


Рис. 1. Меридианные обводы ступени I и положения сечений
Fig. 1. Meridian contour of axial turbine stage and positions of sections

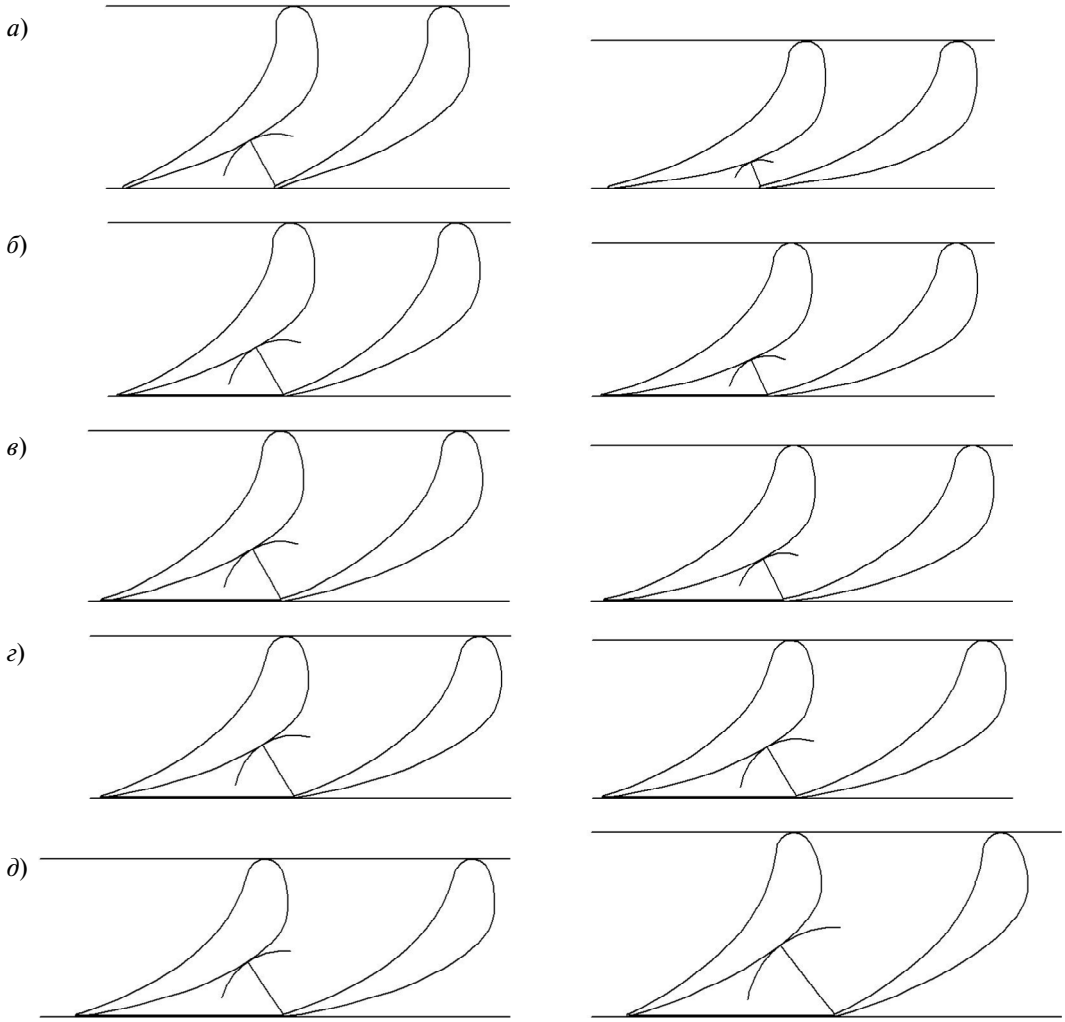


Рис. 2. Решётки профилей направляющих лопаток на пяти сечениях *1* (*а*), *2* (*б*), *3* (*в*), *4* (*г*), *5* (*д*).
Левые – профили НЛ ступени I, правые – профили НЛ ступени III

Fig. 2. Profiles of guide blades on five sections *1* (*а*), *2* (*б*), *3* (*в*), *4* (*г*), *5* (*д*).
Left – profiles of guide blades in the stage I, right – profiles of guide blades in the stage III

Расчетные модели: секторы проточных частей осевых турбинных ступеней, состоящие из трех НЛ и двух РЛ. Выполнено сгущение сетки в области поверхностей, которые обтекает поток, чтобы обеспечить корректность газодинамических расчетов параметров газа в пределах пограничного слоя. Применен способ решения стационарной задачи – Stage. При использовании этого способа выполняется осреднение всех параметров потока в окружном направлении на поверхности сопряжения. Степень неравномерности потока перед РЛ, вычисленная по формуле Г.Ю. Степанова [14], составляет 3 %. Поэтому применение Stage в качестве способа решения стационарной 3D-задачи в наших расчетах вполне уместно. Приняты следующие граничные условия на входе в ступени и на выходе из ступеней:

Полное давление P_0^* потока на входе в ступени, МПа	0,137
Полная температура T_0^* потока на входе в ступени, К	368

Давление P_2 в потоке на выходе из ступеней, МПа	0,103298
Свойства рабочего тела	Air Ideal Gas
Принятая модель турбулентности	k-ε
Способ решения задачи	Stage

Результаты расчетов

После решения стационарных задач с помощью аэродинамического пакета ANSYS CFX для каждой из трёх ступеней определялись зависимости окружного КПД, степеней реактивности ρ'_T у корня и ρ''_T у периферии для различных значений параметра $\frac{u}{C_0}$. Эти зависимости представлены на рис. 3.

КПД ступени III больше, чем КПД ступеней I и II на всех режимах; разница по максимальным значениям составляет 1 % по сравнению со ступенью I и 1,2 % по сравнению со ступенью II. Ступень II проигрывает по экономичности вблизи оптимума ступени I. Оптимум по КПД в ступени III смещен по сравнению со ступенями I и II в сторону бóльших значений параметра $\frac{u}{C_0}$.

Степени реактивности ρ''_T у периферии всех трех ступеней различаются не много. Степень реактивности ρ'_T у корня ступени III меньше, чем у ступеней I и II. Величина $\Delta\rho_T = \rho''_T - \rho'_T$, характеризующая снижение градиента степени реактивности, отрицательна для всех трех ступеней, причем максимальна (по модулю) для ступени I и минимальна (по модулю) для ступени III.

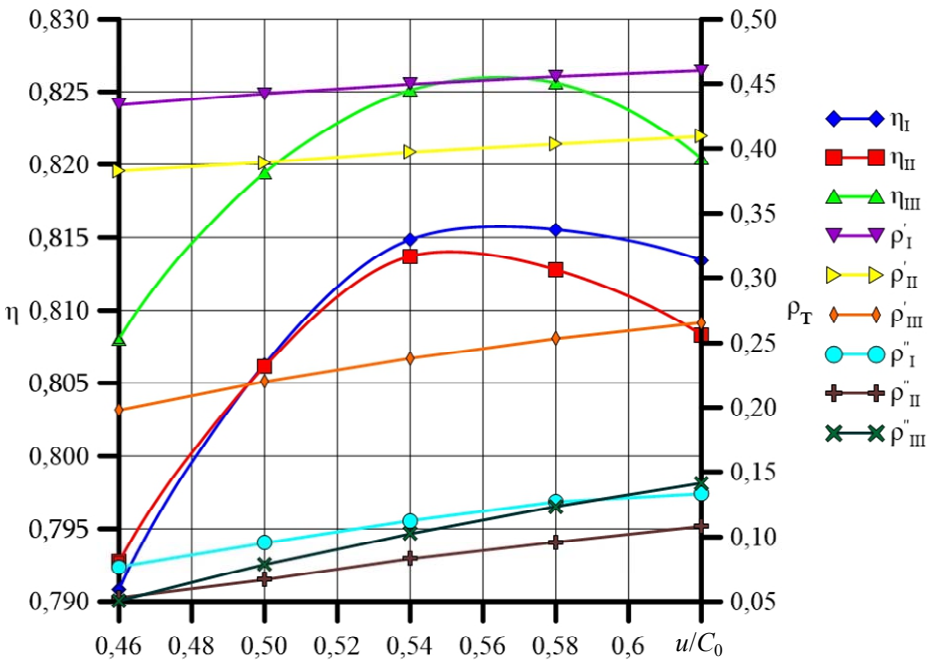


Рис. 3. Зависимости КПД η, степеней реактивности ρ'_T у корня и ρ''_T у периферии от параметра $\frac{u}{C_0}$

Fig. 3. Change of the efficiency η, the degrees of reactivity ρ'_T at the root and ρ''_T the periphery on the parameter $\frac{u}{C_0}$

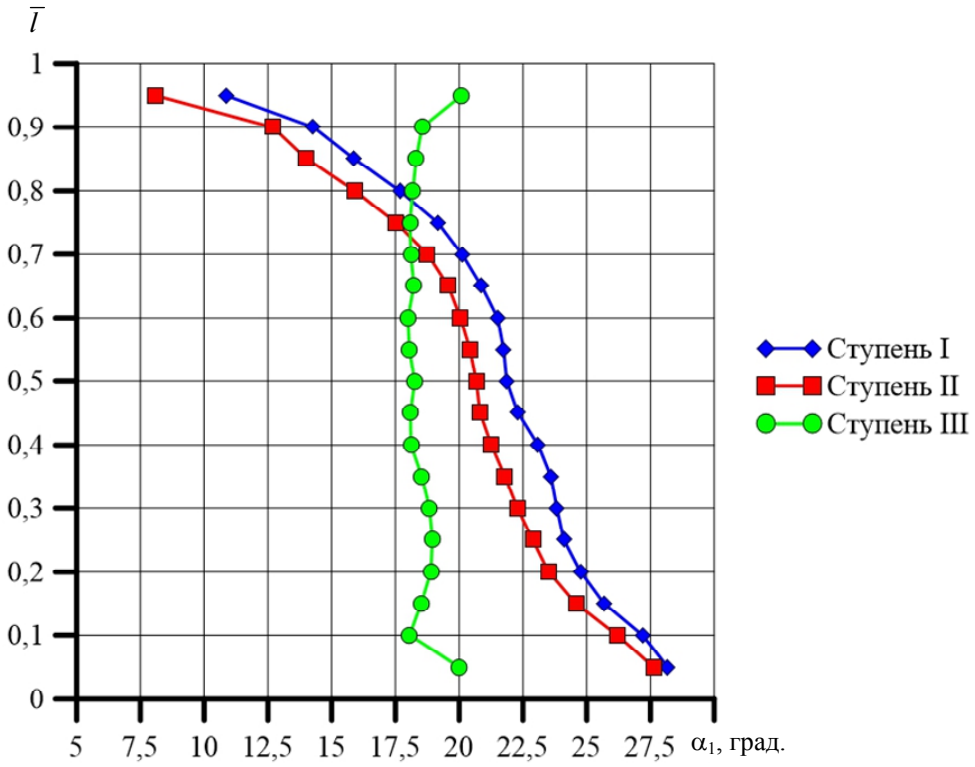


Рис. 4. Изменение угла потока α_1 по высоте лопатки
Fig. 4. Change of the flow angle α_1 by the height of the blades

Далее для более детального изучения влияния способов рационального проектирования направляющих лопаток на характеристики осевых турбинных ступеней были привлечены результаты траверсирования параметров потока (углы потока, коэффициенты потерь кинетической энергии в направляющем аппарате и рабочем колесе, выходная скорость) по высоте лопатки в расчетных сечениях *1–1* и *2–2* на оптимальных по КПД режимах.

На рис. 4 показаны результаты траверсирования углов потока α_1 по высоте лопатки. Хотя эффективные углы $\alpha_{1эф}$ решёток в ступени I на цилиндрических поверхностях тока постоянны по высоте НЛ, поточные углы α_1 уменьшаются от корня к периферии, что типично для ступеней с традиционным ТННЛ [1]. Углы потока α_1 в ступени II несколько меньше, чем в ступени I, что связано с уменьшением при повороте пера НЛ горл решеток и поэтому углов $\alpha_{1эф}$ в ступени II. При этом характер изменения угла α_1 вдоль радиуса в ступени II такой же, как и в ступени I. Напротив, угол потока α_1 в ступени III почти постоянен вдоль радиуса, в то время как эффективные углы $\alpha_{1эф}$ решёток нарастают по высоте НЛ. Это объясняется тем, что профили решеток НЛ в ступени III на пяти сечениях повернуты так, чтобы устранить разницу между углами $\alpha_{1эф}$ и α_1, существующую в ступени I. Численный эксперимент доказал целесообразность такого подхода при проектировании турбинных ступеней с традиционным ТННЛ при условии α_1 = const, так как окружной КПД ступени III максимален.

Результаты траверсирования углов потока β_1 по высоте лопатки представлены на рис. 5. Углы потока β_1 в ступени I заметно отличаются от геометрического $\beta_{1л}$ = 56°, постоянного по высоте рабочей лопатки и равного поточному углу β_1, только на среднем диаметре. В прикорневой зоне поток обтекает профили рабочих лопаток

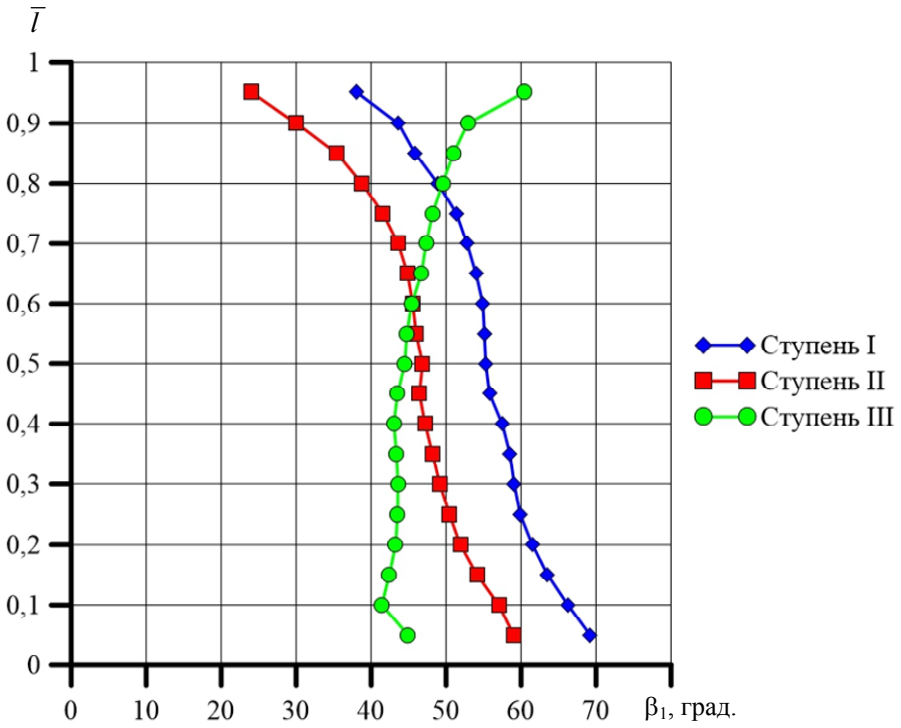


Рис. 5. Изменение угла потока β_1 по высоте лопатки
Fig. 5. Change of the flow angle β_1 by the height of the blades

в ступени I с отрицательными, а в периферийной – с положительными углами атаки. В ступени II значительная часть РЛ, за исключением прикорневой зоны, обтекается с положительными углами атаки. В ступени III рабочая лопатка практически по всей высоте обтекается с большими положительными углами атаки. Таким образом, при устранении положительных углов атаки за счет применения профиля РЛ с меньшим геометрическим углом (например, $\beta_{1л} = 45°$) КПД ступени III должен заметно увеличиться.

На рис. 6 показаны результаты траверсирования угла α_2 потока. Видно, что углы α_2 за рабочими лопатками заметно уменьшаются по высоте лопатки и практически совпадают для ступеней I и II. В прикорневой зоне закрутка потока за этими ступенями – отрицательная, а в периферийной – положительная; на среднем диаметре угол $\alpha_2 \approx 80°$. В ступени III угол α_2 уменьшается по высоте лопатки несколько меньше, чем в ступенях I и II, на среднем диаметре угол $\alpha_2 \approx 63°$. Таким образом, оптимум по КПД в ступени III реализуется при заметно неосевом выходе потока из ступени, что объясняется наличием больших положительных углов атаки на входе потока в РЛ.

Распределение угла потока β_2 по высоте лопатки представлено на рис. 7. Углы β_2 в целом уменьшаются по высоте лопатки, что объясняется увеличением эффективного угла $\beta_{2эф}$ для решётки, состоящей из рабочих лопаток постоянного профиля. Примерно треть проточной части за РЛ у периферии занята мощной вихревой структурой, которая возникает из-за своеобразной картины течения в турбинной ступени с ТННЛ [15] и неблагоприятных условий обтекания периферийных сечений пера НЛ, образующего тупой угол в месте стыка с обводом проточной части. Наличие этой вихревой структуры наблюдается и на рис. 8–10.

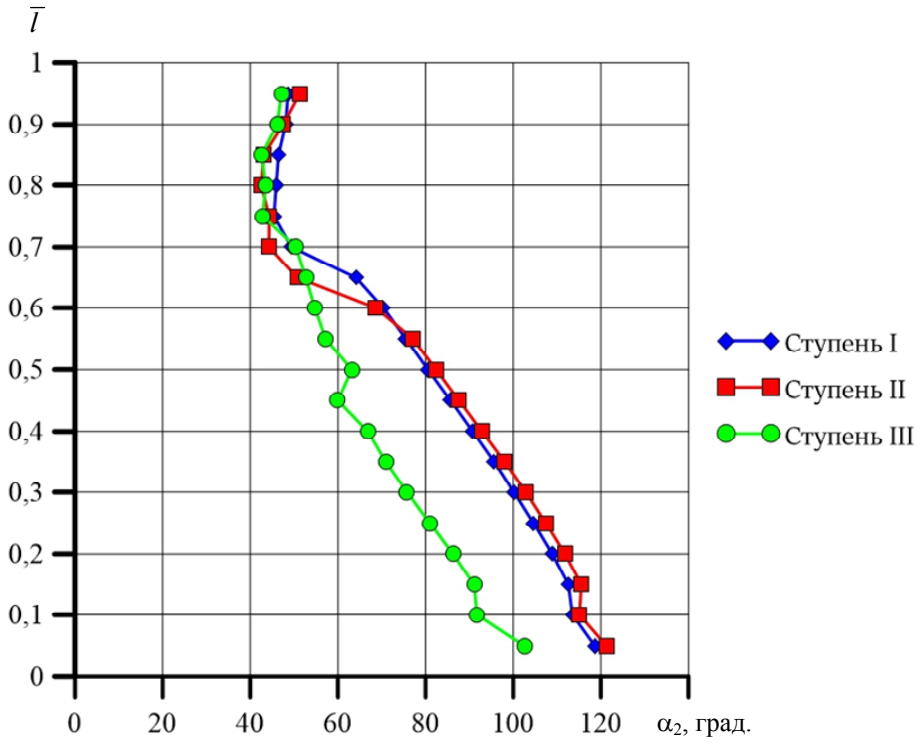


Рис. 6. Изменение угла потока α_2 по высоте лопатки

Fig. 6. Change of the flow angle α_2 by the height of the blades

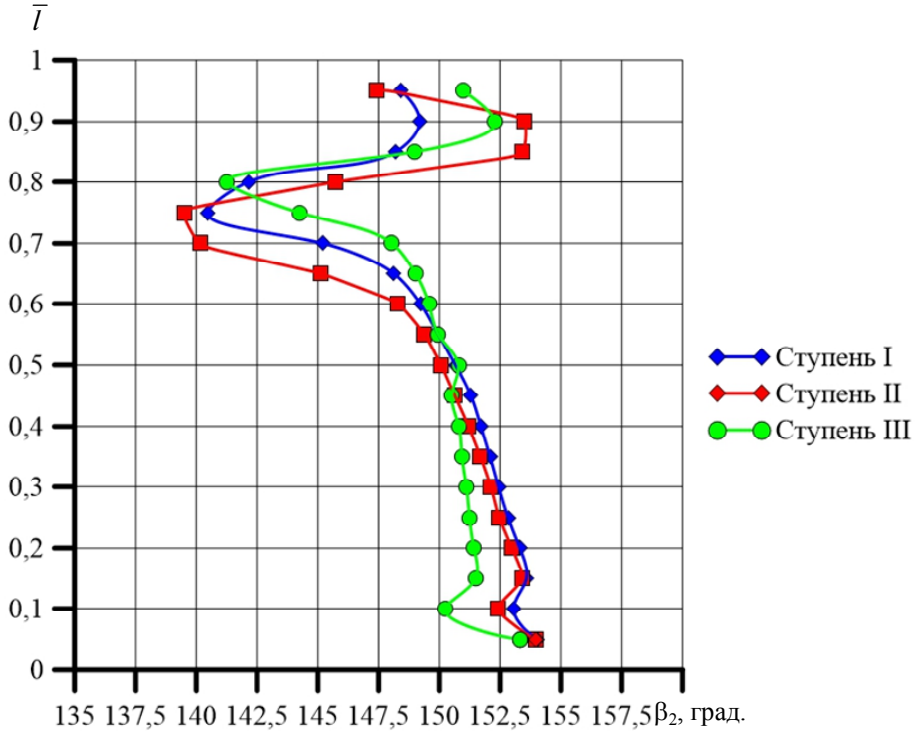


Рис. 7. Изменение угла потока β_2 по высоте лопатки

Fig. 7. Change of the flow angle β_2 by the height of the blades

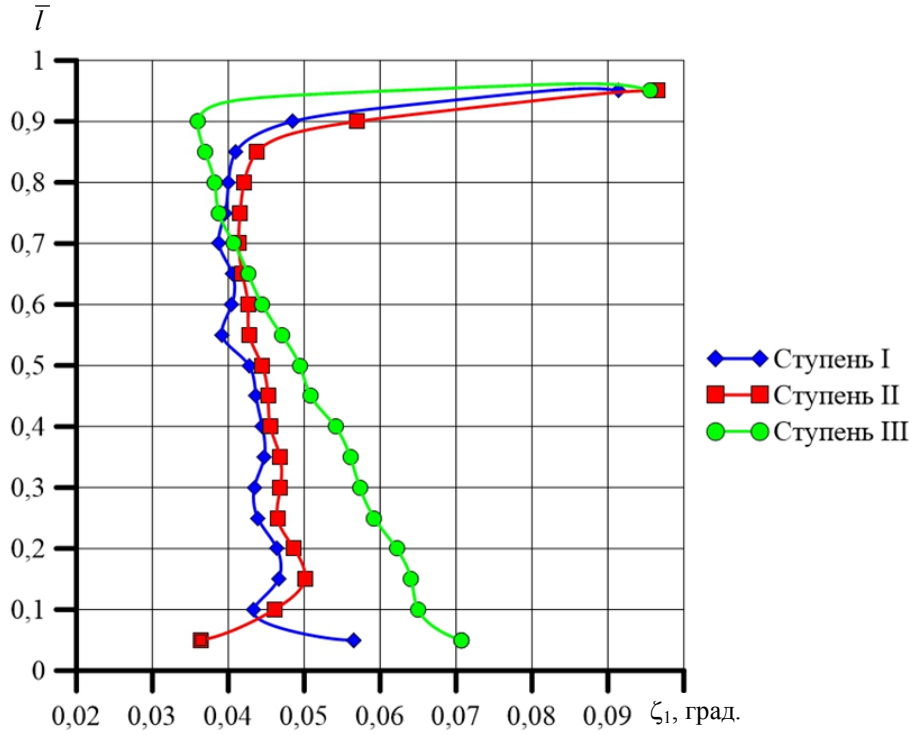


Рис. 8. Изменение коэффициента ζ_1 потерь кинетической энергии по высоте лопатки в направляющем аппарате

Fig. 8. Change of the coefficient of losses of kinetic energy ζ_1 for the guide vanes by the height of the blades

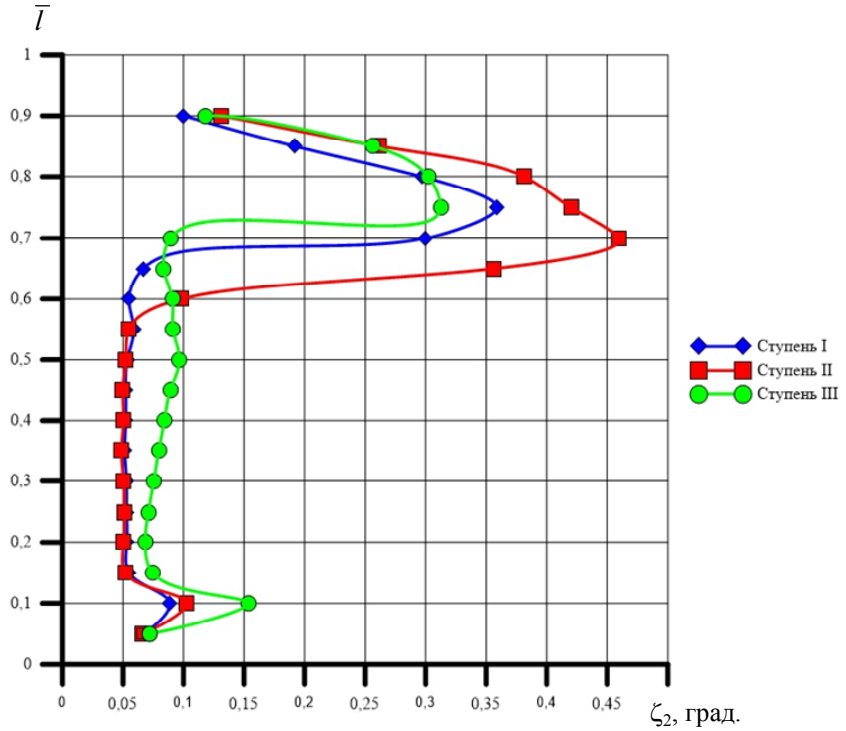


Рис. 9. Изменение коэффициента потерь ζ_2 кинетической энергии по высоте лопатки в рабочем колесе

Fig. 9. Change of the coefficient of losses of kinetic energy ζ_2 for the impellers by the height of the blades

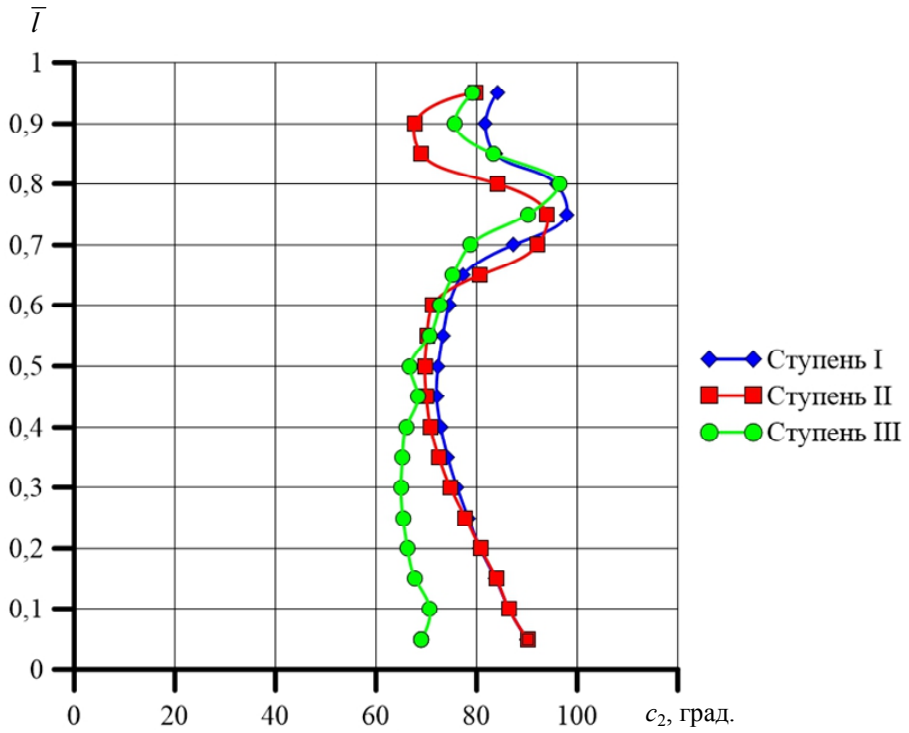


Рис. 10. Изменение выходной скорости c_2 по высоте лопатки
Fig. 10: Change of the velocity outlet c_2 by the height of the blades

На рис. 8 и 9 представлены результаты траверсирования коэффициентов потерь кинетической энергии: ζ_1 в направляющем аппарате и ζ_2 в рабочем колесе. Как обычно [15], под влиянием ТННЛ в ступенях I и II улучшается обтекание в корневых сечениях направляющих лопаток, но потери в периферийных сечениях (в том числе и в ступени III) возрастают по причине, указанной выше. Коэффициент потерь кинетической энергии ζ_1 в направляющем аппарате в ступени III на две трети высоты лопатки от корневого сечения больше, чем в ступенях I и II. Это объясняется ростом потерь на трение вследствие увеличения углов поворота потока в этой части решётки НЛ, а также кромочных потерь из-за уменьшения размеров «горл» каналов в сечениях *1*, *2* и *3* (см. рис. 2). Коэффициент потерь кинетической энергии ζ_2 в рабочем колесе в ступени III в этой зоне течения также больше, чем в ступенях I и II, что объясняется наличием существенных положительных углов атаки при натекании потока на рабочие лопатки.

Результаты траверсирования выходной скорости c_2 по высоте лопатки показаны на рис. 10. Выходная скорость c_2 ступени III заметно меньше, чем в ступенях I и II. Именно по этой причине ступень III имеет максимальный окружной КПД, несмотря на некоторое увеличение коэффициентов потерь кинетической энергии ζ_1 и ζ_2 по сравнению со ступенями I и II.

Заключение

Исследования трёх турбинных ступеней с традиционным ТННЛ, проведенные на виртуальном стенде (ANSYS CFX), показали целесообразность проектирования НЛ с тангенциальным наклоном профилей, находящихся на цилиндрических поверхностях тока (ступени I и III). Проектирование НЛ с тангенциальным наклоном за счет поворота пера всей НЛ (ступень II) менее благоприятно.

Стремление добиться в ступени с традиционным ТННЛ выполнения условия постоянства угла потока α_1 = const перед РЛ требует проектирования НЛ с нарастающим вдоль радиуса эффективным углом $\alpha_{1эф}$ решёток профилей (ступень III).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Афаснасьева Н.Н., Бусурин В.Н., Гоголев И.Г., Дьяконов Р.И.** Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Под общ. ред. В.А. Черникова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 263 с.

2. **Кириллов И.И., Кириллов А.И.** Теория турбомашин. Примеры и задачи. Л.: Машиностроение (Ленинград. отд-ние), 1974, 320 с.

3. **Кириллов И.И.** Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 533 с.

4. **Алексеев О.Н., Кириллов А.И., Лапшин К.Л., Черников В.А.** Исследования турбинных ступеней с навалом сопловых лопаток // Труды ЛПИ. 1969. №310. С. 35–40.

5. **Кириллов И.И., Агафонов Б.Н., Афанасьева Н.Н., Кириллов А.И., Проскуряков Г.В., Черников В.А., Шварцман О.А.** Исследование и отработка ступеней для высокотемпературных газовых турбин // Теплоэнергетика. 1983. №3. С. 50–55.

6. **Лапшин К.Л.** Компьютерная оптимизация паровых и газовых турбин [Текст]: Монография [Электронный ресурс]. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. 200 с. URL: http://elib.spbstu.ru/dl/2/s18-1.pdf>, http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s18-1

7. **Лапшин К.Л.** Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин [Optimization of flow parts of stream and gas turbines]: Монография [Электронный ресурс]. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 198 с. URL: http://dl.unilib.neva.ru/dl/2/3476.pdf

8. **Лапшин К.Л.** Развитие одномерной теории осевых тепловых турбомашин. СПб.: Изд-во СПбПУ,2018. 50 с.

9. **Лапшин К.Л.** Оптимизация проточных частей паровых турбин с применением «интегральных» сопловых лопаток // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 1 (166). С. 61–66.

10. **Лапшин К.Л., Фомин В.С., Аврутов Е.А., Кириллов В.И.** Влияние тангенциального наклона направляющих лопаток на структуру потока и характеристики осевой турбинной ступени // Изв. вузов. Энергетика. 1985. № 7. С. 76–80.

11. **Смирнов Е.М., Кириллов А.И., Рис В.В.** Опыт численного анализа пространственных турбулентных течений в турбомашинах // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2004. № 1. С. 56–70.

12. **Кириллов А.И., Рис В.В., Смирнов Е.М.** Опыт решения методических и практических задач численного моделирования течений и теплообмена в турбомашинах // Справочник. Инженерный журнал. Приложение «Методы совершенствования энергетических установок». Изд-во «Машиностроение». Москва. 2004. № 10. С. 13–19.

13. **Епифанов А.А., Кириллов А.И., Рассохин В.А.** Расчет трехмерного течения в ступенях малорасходных турбин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2012. № 1 (142). С. 65–70.

14. **Лапшин К.Л.** Теория оптимального проектирования тепловых турбомашин / СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. 136 с. [Электронный ресурс]. URL: http://doi.org/10.18720/SPBPU/2s17-205

15. **Нгуен А.К., Лапшин К.Л.** Характеристики и структура потока турбинной ступени с отрицательным градиентом степени реактивности // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2016. № 2 (243). С. 163–173.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

НГУЕН Ан Куанг – *аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: anquang12a1@mail.ru

ЛАПШИН Кирилл Леонидович – *доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*

E-mail: kirill.lapschin@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 10.09.2018

REFERENCES

[1] **Afasnasyeva N.N., Busurin V.N., Gogolev I.G., Dyakonov R.I.** Aerodinamicheskiye kharakteristiki stupeney teplovykh turbin [Aerodynamic characteristics of thermal turbines stages] / Pod obshch. red. V.A. Chernikova. Leningrad: Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, 1980. 263 p. (rus.)

[2] **Kirillov I.I., Kirillov A.I.** Teoriya turbomashin. Primery i zadachi. [Theory of turbomachinery. Examples and exercises]. Leningrad: Mashinostroyeniye (Leningrad. otd-niye), 1974. 320 p. (rus.)

[3] **Kirillov I.I.** Teoriya turbomashin. [Theory of turbomachinery]. Leningrad: Mashinostroyeniye, 1972. 533 p. (rus.)

[4] **Alekseyev O.N., Kirillov A.I., Lapshin K.L., Chernikov V.A.** Issledovaniya turbinnykh stupeney s navalom soplovykh lopatok [The research of turbine stages with the bulk of the nozzle vanes]. *Trudy LPI*. 1969. № 310. P. 35–40. (rus.)

[5] **Kirillov I.I., Agafonov B.N., Afanasyeva N.N., Kirillov A.I., Proskuryakov G.V., Chernikov V.A., Shvartsman O.A.** Issledovaniye i otrabotka stupeney dlya vysokotemperaturnykh gazovykh turbin. [The research and treatment stages for high temperature gas turbines]. *Teploenergetika*. 1983. №3. S. 50–55. (rus.)

[6] **Lapshin K.L.** Kompyuternaya optimizatsiya parovykh i gazovykh turbin [Computer optimization of stream and gas turbines]: Monografiya / SPb.: Izd-vo Polotehnich. un-ta, 2018. 200 s. [Elektronnyy resurs]. URL: http://elib.spbstu.ru/dl/2/s18-1.pdf, http://doi.org/10.18720/SPBPU/2/s18-1 (rus.)

[7] **Lapshin K.L.** Optimizatsiya protochnykh chastey parovykh i gazovykh turbin [Optimization of flow parts of stream and gas turbines]: Monografiya / SPb.: Izd-vo Polotehnich. un-ta, 2013. 198 s. [Elektronnyy resurs]. URL: http://dl.unilib.neva.ru/dl/2/3476.pdf (rus.)

[8] **Lapshin K.L.** Razvitiye odnomernoy teorii osevykh teplovykh turbomashin [Development of the one-dimensional theory of axial thermal turbines]. SPb.: Izd-vo Polotehnich. un-ta, 2018. 50 s. (rus.)

[9] **Lapshin K.L.** Optimizatsiya protochnykh chastey parovykh turbin s primeneniyem «integralnykh» soplovykh lopatok [Optimization of flow parts of steam turbines using «integrated» nozzle vanes]. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU*. 2013. № 1 (166). P. 61–66. (rus.)

[10] **Lapshin K.L., Fomin V.S., Avrutov Ye.A., Kirillov V.I.** Vliyaniye tangentsialnogo naklona napravlyayushchikh lopatok na strukturu potoka i kharakteristiki osevoy turbinnoy stupeni [The influence of the tangential inclination of the guide vanes on the structure of flow and the characteristics of axial turbine stages]. *Izvestiia vuzov. Energetika*. 1985. № 7. S. 76–80. (rus.)

[11] **Smirnov Ye.M., Kirillov A.I., Ris V.V.** Opyt chislennogo analiza prostranstvennykh turbulentnykh techeniy v turbomashinakh [Experience of numerical analysis of spatial turbulent flows in turbomachines]. *St.Peterssrurg state politechnical universiti journal*. 2004. № 1. P. 56–70. (rus.)

[12] **Kirillov A.I., Ris V.V., Smirnov Ye.M.** Opyt resheniya metodicheskikh i prakticheskikh zadach chislennogo modelirovaniya techeniy i teploobmena v turbomashinakh [Experience of solving methodological and practical problems of numerical simulation of flows and heat exchange in turbomachines]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. Prilozheniye «Metody sovershenstvovaniya energeticheskikh ustanovok»* [Application «Methods of improving power plants»]. 2004. № 10. S. 13–19/(rus.)

[13] **Yepifanov A.A., Kirillov A.I., Rassokhin V.A.** Raschet trekhmernogo techeniya v stupenyakh maloraskhodnykh turbin [Calculation of three-dimensional flow in turbine stages of economical]. *St.Peterssrurg state politechnical universiti journal. Science and education*. 2012. № 1 (142). P. 65–70. (rus.)

[14] **Lapshin K.L.** Teoriya optimalnogo proyektirovaniya teplovykh turbomashin [Theory of optimal designs of thermal turbomachinery]. [Elektronnyy resurs]. SPb.: Izd-vo Polotehnich. un-ta, 2017. 136 s. URL: http://doi.org/10.18720/SPBPU/2s17-205 (rus.)

[15]**Nguyen A.K., Lapshin K.L.** Kharakteristiki i struktura potoka turbinnoy stupeni s otritsatelnym gradiyentom stepeni reaktivnosti [. Characteristics and structure of the flow in a turbine stage with a negative gradient of the degree of reactivity]. *St. Peterssrurg state politechnical universiti journal*. 2016. № 2 (243). S. 163–173. (rus.)

THE AUTHORS

NGUYEN An Q. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: anquang12a1@mail.ru
LAPSHIN Kirill L. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: kirill.lapschin@gmail.com

Received: 10.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240311
УДК 621.671.001.024

Е.А. Иванов, А.А. Жарковский, И.О. Борщев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

УЛУЧШЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПУЛЬСАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Отработана методика расчета прогнозных характеристик многоступенчатых насосов на базе насоса ЦНС 240-1525. Проведенная верификация показала хорошее согласование расчета и эксперимента. Особенностью насосов типа ЦНС является малая величина зазора между рабочим колесом и лопатками направляющего аппарата, поэтому для них лучшие результаты при расчетах вязкого течения и прогнозных энергетических характеристик насоса дает нестационарный подход. Выполнена оптимизация направляющего аппарата насоса лопаточного типа, в результате которой КПД ступени насоса был повышен на 3,8 %. При оптимизации использован метод исследования пространства параметров, предложенный И.М. Соболем и Р.Б. Статниковым. Расчетным путем определены пульсации радиальной силы, действующей на ротор, для исходной ступени и разработанной с увеличенным радиальным зазором между рабочим колесом и направляющим аппаратом. Результаты расчета пульсации радиальной силы показали, что при увеличении зазора между колесом и направляющим аппаратом амплитуда пульсаций падает.

Ключевые слова: центробежный насос, проточная часть, проектирование, цифровое моделирование, характеристики, оптимизация.

Ссылка при цитировании:
Е.А. Иванов, А.А. Жарковский, И.О. Борщев. Улучшение гидравлических и пульсационных характеристик многоступенчатых центробежных насосов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 126–138. DOI: 10.18721/JEST.240311.

E.A. Ivanov, A.A. Zharkovsky, I.O. Borshchev

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

INCREASE OF HYDRAULIC EFFICIENCY AND PULSATION CHARACTERISTICS OF MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS

A method for calculating the H-Q, η-Q characteristics of a multistage pump is considered in this paper. The results of the calculation and experiment agree well. A feature of CNS pumps is a small gap between the impeller and diffuser blades. In this case, the non-stationary approach gives the best results. Optimization has been carried out for stator blades, increasing the efficiency of the pump by 3,8 %. The method proposed by Sobol and Stanikov for exploring the parameter space was used in optimization. Calculation of pulsations of radial force has been performed for the pump rotor. The calculation shows that the amplitude of the force decreases with increasing clearance.

Keywords: centrifugal pump, flow part, design, digital modeling, characteristics, optimization.

Citation:
E.A. Ivanov, A.A. Zharkovsky, I.O. Borshchev, Increase of hydraulic efficiency and pulsation characteristics of multistage centrifugal pumps, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 126–138, DOI: 10.18721/JEST.240311.

Введение

Центробежные насосы секционные (ЦНС) предназначены для закачки в нефтяные пласты воды с целью поддержания пластового давления при добыче нефти. Один из таких насосов – ЦНС 240-2100 – в настоящее время имеет КПД 78 %, но требуется повысить его до 80–81 %. Насос имеет низкий коэффициент быстроходности (n_s = 72), для него характерны высокие гидравлические, объемные и механические потери. Повышение КПД насоса такой быстроходности – непростая задача. К тому же при проектировании насоса было необходимо выполнить ряд ограничений: сохранить величину внешнего диаметра направляющего аппарата D_4; обеспечить возможность установки во вновь проектируемую проточную часть рабочего колеса большего диаметра для увеличения в последующем напора на 5 % по сравнению с напором, заданным по ТЗ. Выполнение последнего требования возможно при увеличении радиального зазора между рабочим колесом (РК) и направляющим аппаратом (НА) до 3 % и более. Указанные требования ведут к необходимости разработки ступени с рабочим колесом, рассчитанным на повышенный коэффициент напора, и уменьшенными радиальными габаритами направляющего аппарата (D_4/D_2 = 1,2) при сохранении требований на высокие гидравлические качества ступени.

Цель работы – нахождение путей совершенствования геометрии имеющейся проточной части при выполнении наложенных конструктивных ограничений.

Расчетные исследования

Были рассмотрены имеющиеся в литературе сведения по созданию современных ступеней многоступенчатых насосов подобной быстроходности и достигнутому уровню их КПД. Модернизированный насос ЦНСН 315 – 126...630 [1] (n_s=71) в рабочей зоне имеет КПД (78–82) %, на номинальном режиме – 79 %. Отвод канального типа, соотношение числа лопастей РК и лопаток прямых и обратных каналов: $Z_{РК}/Z_{НА}/Z_{ОК}$ = 6/6/6. Сведений о радиальной протяженности направляющего аппарата нет. Насос ЦНСн 315 [2] с n_s = 70 – имеет отвод канальный с кольцевой зоной перевода потока, КПД ступени – до 80 %. Насос ЦНС 200-2100 [3] разработан на базе насоса ЦНС 180-1900. Для повышения напора ступени применены двухярусные РК. Наружный диаметр аппарата оставлен, как у исходного насоса ЦНС. Проектирование НА осуществлено на базе насоса ЦНС 240-1900 с изменением площади входа в диффузорные каналы, КПД остался таким же, как у насоса ЦНС 180-1900 – 76 %. Целью исследования [4] была отработка проточной части питательного насоса с применением направляющих аппаратов канального типа, имеющих прерывистую переводную зону, для снижения себестоимости насоса и обеспечения заданных КПД и напорной характеристики. Для коэффициента быстроходности n_s = 70 лучшие качества аппарата канального типа – при D_4/D_2 = 1,4, худшие – при D_4/D_2 = 1,22 (наш случай). В работе [5] также исследуется вопрос возможности уменьшения радиальных габаритов направляющих аппаратов промежуточных ступеней многоступенчатых насосов. Рассмотрены аппараты с прерывистой зоной перевода потока. Варианты соотношения числа каналов НА и количества лопаток обратного направляющего аппарата (ОНА) – $Z_{НА}/Z_{ОНА}$: 9/9, 9/6, 12/9, 16/16, 16/9. Значения КПД не приведены. Учет пространственности течения в работе [6] дал возможность повысить на 1–3 % КПД многоступенчатого насоса с n_s = 70. Абсолютное значение КПД не приведено. При проектировании варьировались параметры b_2/D_2, $K_{вх}$, $R_{пд}/D_0$, $\beta_{л1}$, $\beta_{л2}$. Апробирована возможность увеличения напора ступени за счет установки второго яруса лопастей в РК. Максимальное повышение напора составило 12 % при падении КПД на 0,4 % относительно базовой конструкции с одноярусным РК. В работе [7] исследован вариант насоса с n_s = 40. Разработанный с использованием САПР ЦН насос за счет увеличенного $Z_{РК}$

и уменьшенного отношения b_2/D_2 не имел зон отрицательных скоростей невязкого потока у передней стороны лопасти. Отвод лопаточного типа: $z_{НА}/z_{ОНА}$ = 10/10. Получен выигрыш 3,9 % в гидравлическом КПД, в основном за счет отвода. Исследованы и получены оптимальные значения b_2/D_2 и $\beta_{л2}$. Запиловка выходной кромки РК дала +3 % по напору. Выигрыш за счет уменьшения шероховатости проточной части может составить до 1 %. Численно определено оптимальное значение коэффициента скорости K_c для НА. Общий выигрыш КПД составил 5 %. В работе [8] использовано соотношение $Z_{РК}/Z_{НА}/Z_{ОК}$ = 7/9/9. Отвод канального типа. В работе [9] $Z_{РК}/Z_{НА}/Z_{ОНА}$ = 6/9/12. Перевод потока из НА в ОНА осуществлен по тору. Численно исследованы ступени с широким (b_3/b_2 = 1,5) и узким (b_3/b_2 = 1,1) отводами. Число лопаток направляющего аппарата – $Z_{НА}$ = 9. Лопатки НА и ОНА – тонкие, лопаточного типа. КПД рассмотренных вариантов – 75,5 % и 75,9 %, это низкие значения. В работе [10] рассматриваются вопросы создания насоса ЦНС 240-1422 с НА, имеющим прерывистую зону перевода потока. КПД насоса – 79 %.

Перед проведением расчетов, необходимых для оценки исходного и проектирования новых вариантов проточной части насоса ЦНС 240-2100 с коэффициентом быстроходности n_s = 72, следовало отработать методику численного моделирования течения вязкой жидкости в насосах типа ЦНС. Их отличительной особенностью является малый радиальный зазор между рабочим колесом и отводом (менее 1 %). Методика должна качественно и количественно правильно прогнозировать характеристики насосов данного типа. Верификация математической модели проводилась на базе насоса ЦНС 240-1525, который представляет собой 12-тиступенчатый центробежный насос с следующими параметрами номинального режима: n=3000 об/мин; Q=240 м^3/ч; H=1525 м; η=79 %; N=1,2 МВт; n_s=72. Жидкотельная модель проточной части данного насоса включала две промежуточные ступени, энергетические параметры насоса рассчитывались по второй ступени. Построение расчетной сетки осуществлялось в программе ANSYS Meshing. Расчетная сетка – неструктурированная, элементы расчетной сетки – тетраэдры. Для моделирования пограничного слоя были сгенерированы призматические слои с параметрами, удовлетворяющими требованиям k-ε модели турбулентности. Общее количество элементов расчетной сетки всей проточной части составило 16 млн. Расчет течения вязкой жидкости в проточной части насоса осуществлялся в программном модуле ANSYS CFX. Расчет выполнялся с использованием стационарного и нестационарного подходов. Расчетные и экспериментальные характеристики представлены на рис. 1.

Стационарный подход дал расхождение расчетного напора с экспериментом на номинальном режиме – 6 %, нестационарный – в пределах погрешности измерений напора насоса. Насос ЦНС 240-1525 имеет малую величину зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом (D_3/D_2 = 1,013), и стационарный подход, очевидно, не позволяет качественно разрешить течение в области между РК и НА, что приводит к высокой погрешности при расчете параметров насоса. При малых зазорах между РК и НА рекомендуется использовать нестационарный подход.

Численный анализ течения вязкой жидкости в базовом варианте насоса ЦНС 240-2100 был выполнен в программном комплексе ANSYS CFX по отработанной выше методике. Расчет течения выполнялся в нестационарной постановке. Определялись пульсации гидродинамических сил, действующих на элементы конструкции насоса. Исходный вариант имеет 16 ступеней: D_2 = 318 мм; D_0/D_2 = 0,49; $d_{вт}/D_2$ = 0,3; b_2/D_2 = 0,049; $\beta_{л2}$ = 33°; z = 7; D_3/D_2 = 1,0063; b_3/b_2 = 1,29; $Z_{НА}/Z_{ОНА}$ = 9/6. Расчетная характеристика насоса представлена на рис. 2. Объемный и механический КПД рассчитаны по эмпирическим зависимостям программы «САПР ЦН», разработанной на кафедре гидромашиностроения СПбПУ [11].

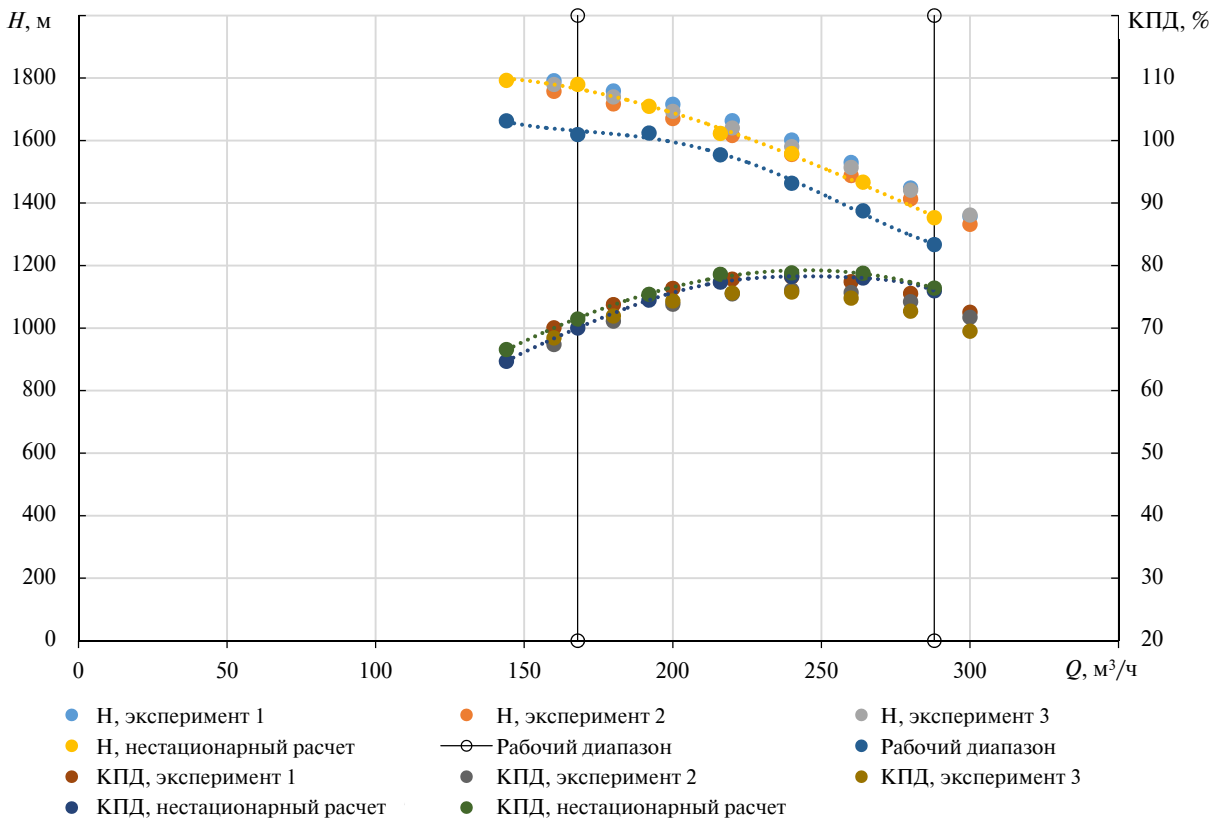
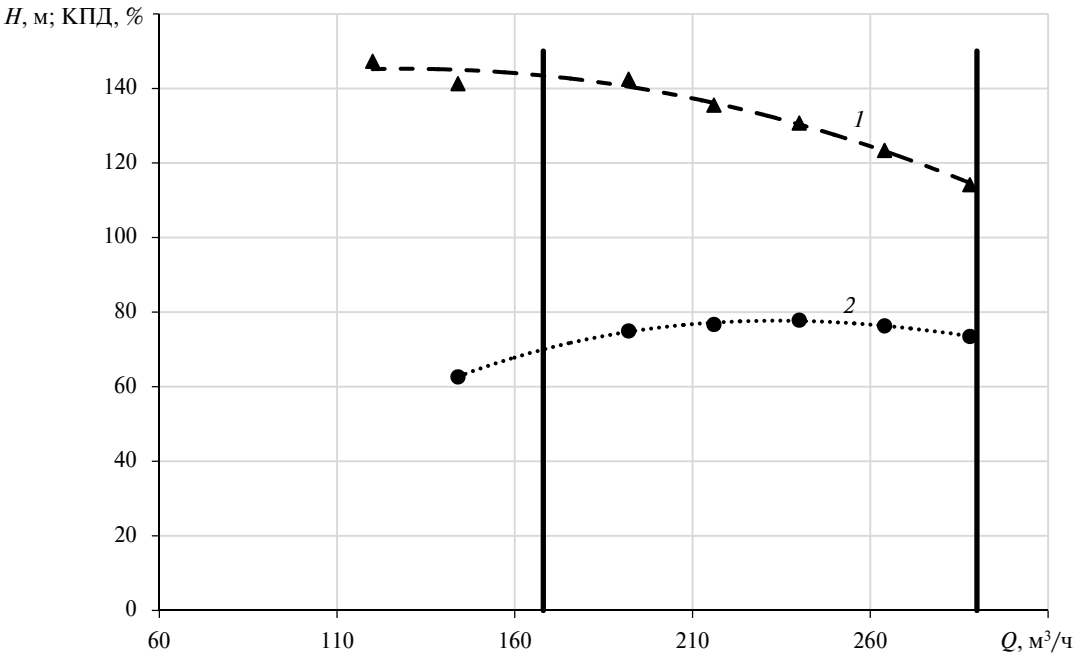


Рис. 1. Энергетическая характеристика насоса ЦНС 240-1500
Fig. 1. Performance characteristic of the pump CNS 240-1500.



1 – напорная характеристика ступени; *2* – КПД полный; (▬) – рабочий интервал

Рис. 2. Расчетные характеристики исходного варианта насоса ЦНС 240-2100
Fig. 3. The numerical characteristics initial variant of the pump CNS 240-2100

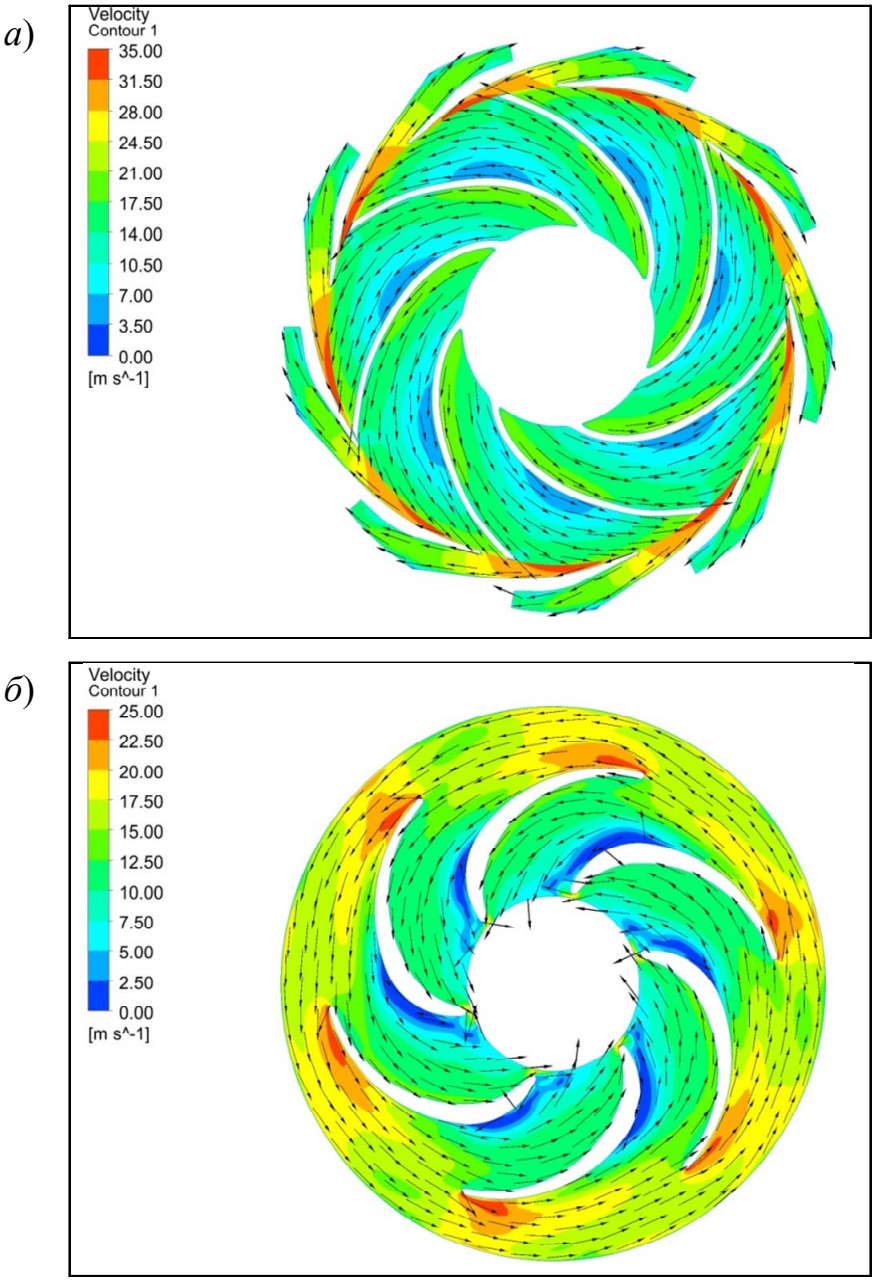


Рис. 3. Поля скоростей в рабочем колесе и диффузоре
(*а* – РК и НА; *б* – ОНА). $Q_{ном} = 240$ м^3/ч; $n = 3000$ об/мин

Fig. 3. The field of velocity in the impeller and diffuser
(*a* – the impeller; *б* – return diffuser). $Q_{ном} = 240$ m^3/h; $n = 3000$ rpm

Параметры насоса на номинальном режиме работы: Q = 240 м^3/ч; n = 3000 об/мин; $H_1 = 130{,}7$ м; $H = 16 \times H_1 = 2091$ м ($H_{тз} = 2100$ м); $\eta_{мех} = 94{,}4$ %; $\eta_{об} = 96{,}6$ %; $\eta_{гидр} = 85{,}5$ %; $\eta = 77{,}9$ %. Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что существующая проточная часть не обеспечивает $\eta = 80$ % – КПД, требуемый по ТЗ.

На рис. 3 представлены осредненные по времени поля скоростей в элементах проточной части исходного варианта на номинальном режиме.

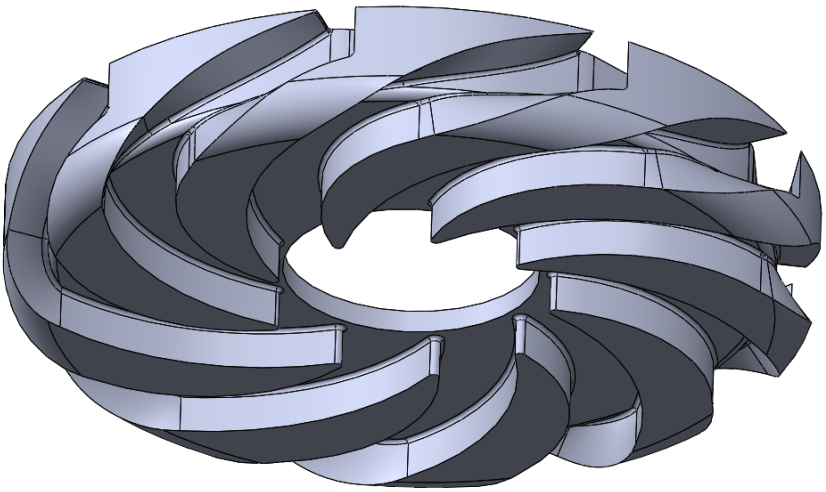


Рис. 4. Переводные и обратные каналы МКО
Fig. 4. Radial diffusers with return channels

Исследования различных авторов показывают, что основными причинами возникновения вибрации в насосе являются нестационарные явления в потоке (пульсации давления из-за конечного числа лопастей, вихреобразования, неравномерность течения в окружном направлении). В связи с этим были проанализированы пульсации гидродинамической силы, действующей на рабочее колесо в радиальном направлении, а именно проекции этой силы на оси X и Y. Это стало возможным благодаря тому, что расчет течения вязкой жидкости в проточной части проводился в нестационарной постановке.

Амплитуда колебаний силы составила 1000 Н, что можно объяснить близким расположением лопастных систем РК и НА ($D_3/D_2 = 1{,}0063$, зазор – 0,63 %). При расчете исходного варианта насоса в нестационарной постановке также наблюдались сильные колебания расчетных интегральных параметров – напора H и КПД η.

Сначала была спроектирована ступень с отводом канального типа (вариант 1). Проектирование лопастной системы РК выполнялось с использованием программного комплекса САПР ЛС [11]. Диаметр РК был принят равным D_2 = 316 мм. По первым результатам расчета обтекания корректировался диаметр D_0 горловины РК, чтобы угол лопасти на входе в периферийном сечении был примерно равным углу потока. Ширина канала на выходе определялась по принятым методикам с последующей ее корректировкой, что позволяло изменять расчетный напор РК и значения минимальных относительных скоростей в межлопастных каналах. Отвод – канального типа с соотношениями $D_3/D_2 = 1{,}019$, $D_4/D_2 = 1{,}209$ (определено внутренним диаметром корпуса). Относительная ширина НА – $b_3/b_2 = 1{,}29$. Количество лопаток – $Z_0 = 9$. Величина проходного сечения аппарата определялась из условий обеспечения расчетного значения скорости в горловине отвода. Обратные каналы (ОК) имеют практически постоянное сечение. Выходной угол лопаток обратных каналов меньше 90°, что приводит к уменьшению потерь в нем из-за снижения кривизны каналов и увеличивает гидравлический КПД РК следующей ступени. Зона поворота и обратные каналы полученного отвода приведены на рис. 4. Для окончательного уточнения характеристик были выполнены расчеты течения вязкой жидкости с использованием программного комплекса *ANSYS CFX 16.2*. Основные параметры и результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Варианты ступеней насоса ЦНС 240-2100

Table 1

Variants of pump stages MSP 240-2100

Вариант	Тип отвода	D_3/D_2	D_4/D_2	H	$\eta_г$	η	F_x, F_y
Исходный	Канально-лопаточный	1,0063	1,2	2091	0,855	0,78	1000
1	Канальный	1,019	1,21	2046	0,865	0,78	–
2	Канально-лопаточный	1,03	1,24	2110	0,877	0,8	400
3	Лопаточный	1,03	1,24	2192	0,897	0,817	300

а) *б*)

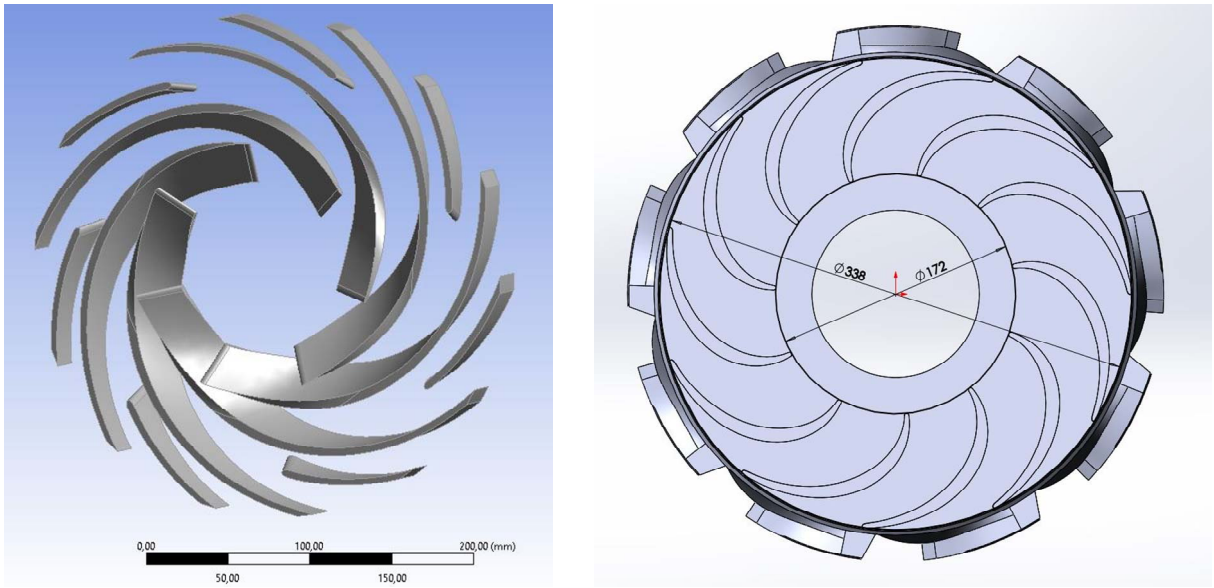


Рис. 5. Лопастная система разработанного варианта 2 РК (*а*) и обратного направляющего аппарата (*б*)
Fig. 5. The hydraulic components of created variant 2: *а* – impeller, *б* – return diffusers

Поскольку проточная часть в варианте 1 не обеспечила требуемый повышенный, более 80 %, КПД, то был спроектирован вариант 2 промежуточной ступени с отводом канально-лопаточного типа. В конструкцию ступени был сразу заложен требуемый увеличенный радиальный зазор D_3/D_2 (см. табл. 1) между рабочим колесом и направляющим аппаратом; диаметр РК при этом был вынужденно уменьшен. Для увеличения напора РК до требуемого его лопастная система была выполнена двухъярусной, что должно было к тому же способствовать снижению амплитуды пульсаций давления за РК. Основные параметры варианта 2 рабочего колеса: D_2 = 310 мм; D_0/D_2 = 0,49; $d_{вт}/D_2$ = 0,3; b_2/D_2 = 0,0677; $\beta_{л2}$ = 20°; число лопастей первого и 2-го ярусов – z_1/z_2 = 7/14. На рис. 5, *а* представлена лопастная система рабочего колеса промежуточной ступени насоса. Разработка направляющего аппарата осуществлялась на основе исходного НА, предусматривалась возможность его изготовления с использованием имеющихся штампов. В направляющем аппарате увеличена ширина (b_3/b_2 = 1,29) с целью снижения общего уровня скоростей в нем. Обратный направляющий

аппарат (рис. 5, *б*) имел увеличенное число лопаток, углы которых были откорректированы с использованием метода исследования пространства параметров (ИПП) [12], который в последнее время стал достаточно широко распространен в практике гидромашиностроения [13–18].

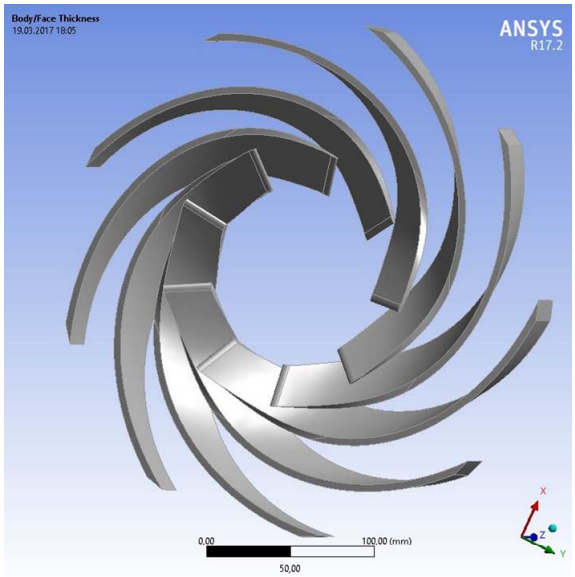
Параметры насоса на номинальном режиме работы (см. табл. 1): H_1 = 131,88 м; $H = 16 \times H_{ступ}$ = 2110 м ($H_{тз}$ = 2100 м); $\eta_{мех}$ = 94,37 %; $\eta_{об}$ = 96,56 %; $\eta_{гидр}$ = 87,69 %; η = 79,91 % ($\eta_{тз}$ = 80 %). Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что разработанная проточная часть обеспечивает требуемый напор с запасом (H = 2110 м, $H_{тз}$ = 2100 м) и требуемый КПД – 80 %. Разработанный вариант 2 промежуточной ступени насоса с лопаточным отводом дал превышение КПД относительно исходного варианта на 2,2 %.

В варианте 2 лопастной системы удалось значительно снизить амплитуду пульсации гидродинамической силы, действующей на ротор. Для исходного варианта проточной части амплитуда пульсации силы достигает 1100 Н, для разработанного варианта – 400 Н.

С целью исследования возможности дальнейшего повышения КПД ступени был спроектирован вариант 3 проточной части с лопаточным отводом (и прямой, и обратный аппараты – лопаточного типа). В данном варианте предусмотрен увеличенный радиальный зазор между рабочим колесом и направляющим аппаратом как с целью выполнения наложенных ограничений, так и для улучшения ВШХ насоса. Рабочее колесо имеет одноярусную решетку, коэффициент напора повышен за счет увеличения ширины колеса.

Основные геометрические параметры разработанного рабочего колеса: D_2 = 310 мм; D_0/D_2 = 0,503; $d_{вт}/D_2$ = 0,3; b_2/D_2 = 0,0677; $\beta_{л2}$ = 24°; z = 9; D_3/D_2 = 1,039; b_3/b_2 = 1,095; $Z_{НА}/Z_{ОНА}$ = 13/12. На рис. 6, *а* – лопастная система разработанного варианта рабочего колеса промежуточной ступени насоса.

а)



б)

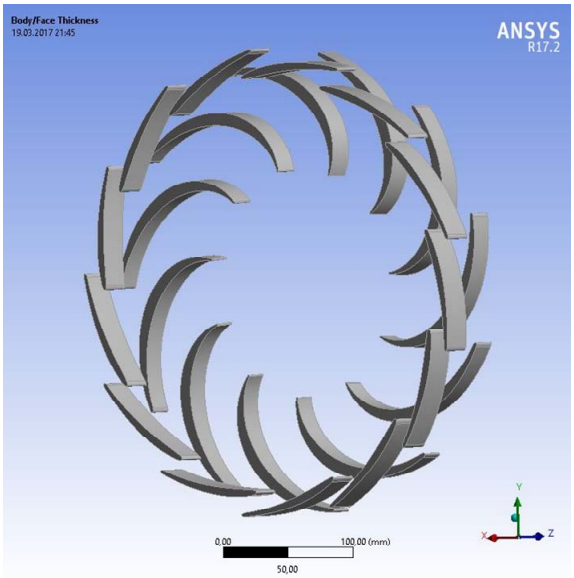


Рис. 6. Лопастная система рабочего колеса (*а*) и лопатки НА и ОНА (*б*) отвода промежуточной ступени (вариант 3)

Fig. 6. Hydraulic components include of the impeller (*a*) and return diffusers (*б*) of stage of the pump (variant 3)

Таблица 2

Матрица исследования пространства параметров (вариант 3)

Table 2

Matrix for the study of parameter space (variant 3)

Вариант НА	Угол входа в диффузор	Угол выхода из диффузора	Угол входа в ОНА	Потери НА, м
1	9	15	30	11,5881
2	9	15	20	9,26748
3	9,5	12,5	25	11,8798
4	8,5	17,5	15	9,56364
5	9,75	13,75	12,5	6,98052
6	8,75	18,75	22,5	13,8272
7	9,25	16,25	17,5	9,95071
8	8,25	11,25	27,5	19,6035
9	9,875	10,625	16,25	13,1725
10	8,875	15,625	26,25	12,0447
11	9,375	18,125	11,25	10,9637
12	8,375	13,125	21,25	13,176
13	9,625	16,875	23,75	13,8799
14	8,625	11,875	13,75	12,7626
15	9,125	14,375	28,75	12,2484
16	8,125	19,375	18,75	12,0811
17	9,9375	14,6875	21,875	10,341
18	8,9375	19,6875	11,875	11,3165
19	9,4375	17,1875	26,875	14,6711
20	8,4375	12,1875	16,875	13,8209
21	9,6875	18,4375	19,375	14,1679

Разработка направляющего аппарата осуществлялась с учетом возможности его установки в имеющиеся корпусные детали. В системе автоматизированного проектирования ANSYS DesignModeler была построена параметрическая модель направляющего аппарата, включающая в себя: лопатки диффузора, переводной канал, лопатки обратного направляющего аппарата (рис. 6, *б*). Углы лопаток направляющего аппарата (НА) и лопаток обратного направляющего аппарата (ОНА) были выбраны путем анализа значений целевых функций (гидравлические потери в отводе), представленных в матрице исследования пространства параметров [12] (табл. 2). Согласование углов лопаток НА и входных углов лопаток ОНА позволило заметно снизить гидравлические потери в отводе. Лучший вариант приведен в табл. 2 – это вариант 5.

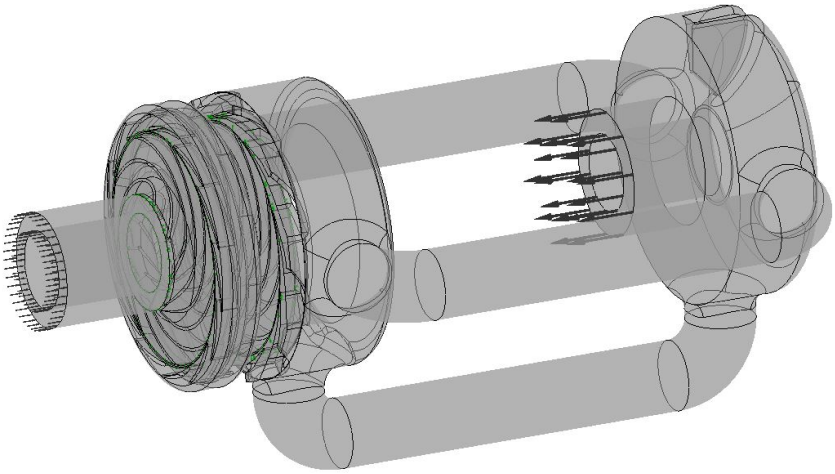


Рис. 7. Расчетная область с переводным устройством
Fig. 7. Domain with transfer pipelines

Параметры насоса на номинальном режиме (см. табл. 1): $H_1 = 137$ м; $H = 16 \times H_{ступ} = 2192$ м ($H_{тз}$ = 2100 м); $\eta_{мех}$ = 94,37 %; $\eta_{об}$ = 96,56 %; $\eta_{гидр} = 89{,}67$ %; $\eta = 81{,}71$ % ($\eta_{тз} = 80$ %). Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что разработанная проточная часть ступени с лопаточным отводом с запасом обеспечивает требуемый напор и КПД. Анализ картины течения в элементах проточной части насоса на номинальном режиме работы показал, что течение упорядочено без явных нарушений плавности течения. Разработанный вариант НА (вариант 3) в сравнении с исходным имеет более низкие скорости в области перевода потока между диффузором и обратным направляющим аппаратом, а также в обратном направляющем аппарате. Тем самым в новом направляющем аппарате удалось снизить гидравлические потери и повысить КПД насоса в целом. В варианте с отводом лопаточного типа значительно снизилась амплитуда пульсации гидродинамической силы, действующей на ротор. В исходном варианте амплитуда пульсации силы достигает 1100 Н, для разработанного лопаточного варианта 3 – до 300 Н.

Для определения характеристики насоса в целом был произведен расчет вязкого течения и потерь в элементах насоса, которые не были учтены в предыдущих расчетах.

В подводящем и отводящем устройствах потери во всем диапазоне работы оказались невысокими, не оказывающими существенного влияния на полный КПД насоса. Из не учтенных ранее основные потери были сосредоточены в направляющем аппарате выходной ступени. Направляющий аппарат последней ступени был спроектирован отдельно, без обратного направляющего аппарата. После выполнения расчета потерь во всех элементах проточной части насоса, включая переводные трубы, необходимые при оппозитном расположении колес в ступенях (8 + 8 = 16), была построена прогнозная энергетическая характеристика насоса, которая практически совпала с расчетной характеристикой промежуточной ступени (рассматривался лучший вариант 3). Параметры насоса на номинальном режиме работы составили: $H = 2100{,}7$ м ($H_{тз} = 2100$ м); $\eta_{мех} = 93{,}86$ %; $\eta_{об}$ = 96,56 %; $\eta_{гидр}$ = 90,05 %; η = 81,64 % ($\eta_{тз} = 80$ %). Анализируя расчетные параметры на номинальном режиме работы насоса, можно сделать вывод, что разработанная проточная часть обеспечивает требуемый напор $H_{тз} = 2100$ м и требуемый КПД – не меньше 80 %.

Заключение

1. Отработана методика расчета и построения прогнозных характеристик многоступенчатых насосов на базе насоса ЦНС 240-1525.

Проведенная верификация показала хорошее согласование расчета и эксперимента. Для ступеней насосов с малыми радиальными зазорами между колесом и аппаратом при расчете течения необходимо использовать нестационарный подход, который дает физически правильные результаты и необходимую точность прогнозирования характеристик многоступенчатых насосов.

2. Численное исследование исходной проточной части насоса ЦНС 240-2100 показало, что максимальный КПД при номинальном расходе составляет 78 %.

3. Существующие конструкции насосов типа ЦНС имеют в основном значительный размер в радиальном направлении, характеризуемый отношением диаметров D_4/D_2 вплоть до 1,4. Такие радиальные размеры позволяют обеспечить благоприятное течение и хорошие гидравлические качества отвода. При «зажатых» радиальных габаритах и малых углах установки лопаток протяженность диффузорной части направляющего аппарата становится малой и перестает исполнять свои функции как диффузора. В этих случаях целесообразно использовать лопаточный отвод.

4. Численные исследования трех вариантов проточной части – 1) с увеличенным зазором между РК и НА, 2) рабочим колесом с уменьшенным диаметром, 3) отводами с уменьшенными радиальными габаритами – показали:

а) ступень с отводом канального типа (вариант 1) имеет худшие гидравлические качества (78 %);

б) у ступени с оптимизированным отводом канально-лопаточного типа (вариант 2) средние качества (80 %);

в) ступень с отводом лопаточного типа (вариант 3) демонстрирует лучшие гидравлические качества (81,7 %).

5. Амплитуда пульсаций радиальной силы вновь спроектированных ступеней с увеличенным радиальным зазором существенно ниже, чем у исходного варианта с малым радиальным зазором между РК и НА. Так для исходного варианта проточной части амплитуда достигает 1000 Н, для разработанных вариантов с увеличенным радиальным зазором 300–400 Н.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Багманов А., Бажайкин С. [и др.].** Модернизированный насос ЦНСН 315-126...630 для транспортировки нефти и газонасыщенной водонефтяной эмульсии // Насосы и оборудование. 2009. №6. С. 24–26.

2. **Карапузова М., Кобизский Д., Макиевский С.** Новое поколение центробежных секционных насосов – насосы типа ЦНСн 315 // Насосы и оборудование. 2010. №2. С. 20–22.

3. **Князева Е.Г., Бирюков А.И., Визенков Г.В., Твердохлеб М.Б.** О создании насоса для системы ППД // Тезисы докладов МНТК «Эффективность и экологичность насосного оборудования». М.: Крокус – Экспо, 2010.

4. **Луговая С.О., Ольштынский П.Л.** Исследование проточной части центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне n_s = 120-140 // МНТК «Эффективность и экологичность насосного оборудования». М.: Крокус – Экспо, 2009.

5. **Елин А.В., Твердохлеб И.Б., Ольштынский П.Л., Луговая С.О.** Уменьшение радиальных размеров направляющего аппарата промежуточной ступени многоступенчатого центробежного насоса // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития : сборник научных трудов VII МНТК. 14-15 июня 2012 г. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 208 с.

6. **Князева Е.Г., Луговая С.О.** Оптимизация геометрии рабочих колес центробежных насосов n_s = 70 // Насосы и оборудование. 2012. №4-5. С. 52–55.

7. **Алексенский В.А., Жарковский А.А.** Расчетное исследование влияния параметров насоса ЦНС 63-1400 // Насосы и оборудование. 2012. №6. С. 46–49.

8. **Рыбальченко В., Воронин А., Бурлака В.** ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе // Насосы и оборудование. 2013. №3. С. 32.

9. **Алексанян С.А.** Разработка питательного насоса двустороннего действия с параллельной работой по подаче рабочего тела для энергоустановок ТЭС гигаватного класса // ECOPUMP-RUS'2015. Эффективность и инновации в насосостроении. Импортозамещение и локализация производства в России: докл. Междунар. науч.-техн. конф. (Москва,

МВЦ «Крокус – Экспо». М.: Типография ООО «Цифра 101», 2015. С. 5–13.

10. **Твердохлеб И., Витер Д., Михайлов Ю., Роденко О., Обозный А.** Особенности проектирования насосов в соответствии API 610 для систем ППД // Насосы и оборудование. 2015. №6. С. 20–23.

11. **Жарковский А.А., Топаж Г.И., Климович В.И., Голиков В.А.** Программные комплексы кафедры гидромашиностроения СПбГПУ для расчета проектирования лопастных гидромашин // Насосы. Турбины. Системы. 2012. № 4 (5). С. 7–14.

12. **Соболь И.М., Статников Р.Б.** Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями : учеб. пособие для вузов. М.: Дрофа, 2006. 175 с.

13. **Луговая С.О., Князева Е.Г.** Оптимизация геометрии рабочих колес центробежных насосов $n_s = 70$ // Насосы и оборудование. 2012. № 4-5. С. 52–55.

14. **Поспелов А.Ю., Жарковский А.А.** Использование трехмерных методов для расчета течения, прогнозирования характеристик и оптимизации формы проточных частей гидравлических турбин // Гидротехническое строительство. 2014. № 11. С. 104–109.

15. **Валюхов С.Г., Кретинин А.В., Галдин Д.Н., Баранов С.С.** Оптимизационное проектирование проточной части магистрального нефтяного насоса с использованием Turbo инструментов ANSYS // Насосы. Турбины. Системы. 2015. № 1(14). С. 56–69.

16. **Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С., Баулин М.Н.** Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-тау поиска // Насосы. Турбины. Системы. 2016. № 1 (18). С. 36–41.

17. **Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S.** Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic Characteristics // Procedia Engineering. 2017. Vol. 176.

18. URL: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S18777058117308639

19. **Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А.** О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23, №2. С. 41–52. DOI: 10.18721@JEST.2A0204

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИВАНОВ Евгений Александрович – *инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: 20evgeniy08@mail.ru

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич – *доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: Azharkovsky@pef.spbstu.ru

БОРЩЕВ Игорь Олегович – *кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: borshchevspbspu@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 26.03.2018

REFERENCES

[1] **Bagmanov A., Bazhaykin S. [i dr.].** Modernizirovannyy nasos TsNSN 315-126...630 dlya transportirovki nefti i gazonasyshchennoy vodoneftyanoy emulsii. *Nasosy i oborudovaniye*. 2009. № 6. S. 24–26. (rus.)

[2] **Karapuzova M., Kobizskiy D., Makiyevskiy S.** Novoye pokoleniye tsentrobezhnykh sektsionnykh nasosov – nasosy tipa TsNSn 315. *Nasosy i oborudovaniye*. 2010. №2. S. 20–22. (rus.)

[3] **Knyazeva Ye.G., Biryukov A.I., Vizenkov G.V., Tverdokhleb M.B.** O sozdanii nasosa dlya sistemy PPD. *Tezisy dokladov MNTK «Effektivnost i ekologichnost nasosnogo oborudovaniya»*. M.: Krokus – Ekspo, 2010.

[4] **Lugovaya S.O., Olshtynskiy P.L.** Issledovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnogo nasosa s umenshennymi masso-gabaritnymi kharakteristikami v diapazone $n_s = 120$-140. *MNTK «Effektivnost i ekologichnost nasosnogo oborudovaniya»*. Krokus – Ekspo. Moskva, 2009.

[5] **Yelin A.V., Tverdokhleb I.B., Olshtynskiy P.L., Lugovaya S.O.** Umensheniye radialnykh razmerov napravlyayushchego apparata promezhutochnoy stupeni mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa. *Gidravlicheskiye mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya : sbornik nauchnykh trudov VII MNTK.* 14–15 iyunya 2012 g. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012. 208 s. (rus.)

[6] **Knyazeva Ye.G., Lugovaya S.O.** Optimizatsiya geometrii rabochikh koles tsentrobezhnykh nasosov $n_s = 70$. *Nasosy i oborudovaniye*. 2012. № 4-5. S. 52–55. (rus.)

[7] **Aleksenskiy V.A., Zharkovskiy A.A.** Raschetnoye issledovaniye vliyaniya parametrov nasosa TsNS 63-1400. *Nasosy i oborudovaniye*. 2012. №6. S. 46–49. (rus.)

[8] **Rybalchenko V., Voronin A., Burlaka V.** PAO «Sumskoye NPO im. M.V. Frunze. *Nasosy i oborudovaniye*. 2013. № 3. S. 32. (rus.)

[9] **Aleksanyan S.A.** Razrabotka pitatelnogo nasosa dvustoronnego deystviya s parallelnoy rabotoy po podache rabochego tela dlya energoustanovok TES gigavatnogo klassa / ECOPUMP-RUS'2015. *Effektivnost i innovatsii v nasosostroyenii. Importozameshcheniye i lokalizatsiya proizvodstva v Rossii: dokl. Mezhd. nauchn.-tekhn. konf.* (Moskva, MVTs «Krokus – Ekspo». M.: Tipografiya OOO «Tsifra 101», 2015. S. 5–13. (rus.)

[10] **Tverdokhleb I., Viter D., Mikhaylov Yu., Rodenko O., Oboznyy A.** Osobennosti proyektirovaniya nasosov v sootvetstvii API 610 dlya sistem PPD. *Nasosy i oborudovaniye*. 2015. №6. S. 20–23. (rus.)

[11] **Zharkovskiy A.A., Topazh G.I., Klimovich V.I., Golikov V.A.** Programmnyye kompleksy kafedry gidromashinostroyeniya SPbGPU dlya rascheta proyektirovaniya lopastnykh gidromashin. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2012. № 4 (5). S. 7–14. (rus.)

[12] **Sobol I.M.**, **Statnikov R.B.** Vybor optimalnykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami : ucheb. posobiye dlya vuzov. M.: Drofa, 2006.175 s. (rus.)

[13] **Lugovaya S.O., Knyazeva Ye.G.** Optimizatsiya geometrii rabochikh koles tsentrobezhnykh nasosov n_s = 70. *Nasosy i oborudovaniye*. 2012. №4-5. S. 52–55.

[14] **Pospelov A.Yu., Zharkovskiy A.A.** Ispolzovaniye trekhmernykh metodov dlya rascheta techeniya, prognozirovaniya kharakteristik i optimizatsii formy protochnykh chastey gidravlicheskikh turbin. *Gidrotekhnicheskoye stroitelstvo*. 2014. № 11. S. 104–109. (rus.)

[15] **Valyukhov S.G., Kretinin A.V., Galdin D.N., Baranov S.S.** Optimizatsionnoye proyektirovaniye protochnoy chasti magistralnogo neftyanogo nasosa s ispolzovaniyem Turbo instrumentov ANSYS. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2015. №1(14). S. 56–69. (rus.)

[16] **Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Baulin M.N.** Kompleksnaya optimizatsiya protochnoy chasti germetichnogo nasosa metodom LP-tau poiska. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*. 2016. №1 (18). S. 36–41. (rus.)

[17] **Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Chaburko P.S.** Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic Characteristics. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 176.

[18] URL: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S18777058117308639

[19] **Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Ivanov Ye.A.** O proyektirovanii protochnoy chasti osevogo nasosa nizkoy bystrokhodnosti. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2017. T. 23, №2. S. 41–52. DOI: 10.18721@JEST.2A0204

THE AUTHORS

IVANOV Evgenii A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: 20evgeniy08@mail.ru
ZHARKOVSKY Aleksandr A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: Azharkovsky@pef.spbstu.ru
BORSHCHEV Igor O. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: borshchevspbspu@mail.ru

Received: 26.03.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240312
УДК 621

С.А. Абед[1], Д.Ф. Аль Дражи[2], М.Р. Бахрами[3]

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
2 – Центральная нефтеперерабатывающая компания (Аль-Даура НПЗ) Министерства нефти Ирака, г. Багдад, Ирак
3 – Университет Иннополиса, г. Иннополис, Россия

ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОТОРНО-ПОДШИПНИКОВОЙ СИСТЕМЫ С ЕДИНИЧНОЙ ТРЕЩИНОЙ

Анализ трещин роторов не только важен с практической и экономической точек зрения, но и вскрывает их интересную динамику. В статье с использованием метода гармонического баланса и комплекса ANSYS показано влияние модели трещины на отклик модели ротора Джеффкотт со смещенным диском и гибкостью поддержки подшипников. Динамические коэффициенты жесткости и демпфирования подшипников скольжения в виде матриц были найдены с использованием MATLAB. Проводился анализ отклика на дисбаланс при изменении массы дисбаланса. Затем находился максимальный отклик ротора для каждой массы дисбаланса в случае, когда глубина трещины 10 мм. Основные цели анализа динамики ротора трещины – это помощь инженерам при поиске хорошей конструкции, а также при нахождении критической скорости, определении отклика на дисбаланс и стабильности системы.

Ключевые слова: динамика ротора, трещина ротора, одиночная трещина, критическая скорость, дисбаланс, устойчивость.

Ссылка при цитировании:
С.А. Абед, Д.Ф. Аль Дражи, М.Р. Бахрами. Гармонический анализ роторно-подшипниковой системы с единичной трещиной // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 139–152. DOI: 10.18721/JEST.240312.

S.A. Abed[1], J.F. Al Drajy[2], M.R. Bahrami[3]

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
2 – Midland Refineries Company (Al-Daura Refinery) Ministry of Oil of Iraq, Bagdad, Iraq
3 – Innopolis University, Innopolis, Russia

NUMERICAL INVESTIGATION OF A ROTARY-BEARING SYSTEM WITH A SINGLE CRACK USING HARMONIC ANALYSIS

Cracks in rotors are not only important from a practical and economic point of view, but they also show interesting dynamics. This article shows the effect of the crack model on the response of the Jeffcott rotor model with the offset disc and bearing support flexibility using the ANSYS harmonic balance approach. Dynamic coefficients of stiffness and damping of plain bearings in the form of matrices were found using MATLAB. An analysis of the response to the imbalance was carried out with a change in imbalance mass, and a maximum rotor response was then found for each imbalance mass for the case when the depth of the crack was 10 mm. The main reason for analyzing the dynamics of the fracture rotor is to help engineers find a good design, also the possibility of finding the critical speed, the response to imbalance and the stability of the system.

Keywords: rotor dynamics, cracked rotor, single crack, critical speed, unbalance response, stability.

Citation:
S.A. Abed, J.F. Al Drajy, M.R. Bahrami, Numerical investigation of a rotary-bearing system with a single crack using harmonic analysis, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 139–152, DOI: 10.18721/JEST.240312.

Введение

В промышленности роторы широко применяются в паровых и газовых турбинах, вентиляторах и электродвигателях. Рост мощности и более сложный дизайн турбомашин повышает требования к их надежности. Увеличение срока службы роторов является одной из основных задач повышения качества. Для определения характеристик прочности и надежности используется современный вычислительный метод. Как правило, динамика ротора – это основная отрасль техники, где изучаются боковые и крутильные колебания с целью определения колебаний ротора и учета уровня вибрации для установления приемлемых ограничений. Основными компонентами динамической системы ротора являются вал с диском (вращающаяся часть системы [1]), подшипники и уплотнения.

Увеличение соотношения мощности к весу сказывается на динамике ротора и повышает вероятность возникновения поперечной усталостной трещины в валах. Возможность распознавания трещины на ранних стадиях важна для снижения затрат и времени на обслуживание. Раннее обнаружение трещины заставляет оператора думать о ремонте, не требуя преждевременного прекращения использования машины и вывода ее из эксплуатации в течение длительного периода [2].

В основном существуют три типа вибраций, связанных с движением ротора, осевыми, крутильными и боковыми колебаниями. Осевая вибрация – это динамика ротора в осевом направлении, в то время как крутильные колебания – динамика вала в направлении вращения. Осевая и крутильная вибрации очень мало влияют на подшипники, которые поддерживают ротор, и не является серьезной проблемой; основная проблема – вибрация ротора в боковых направлениях (боковая вибрация) [3].

При наличии боковых колебаний подшипники являются важным компонентом ротора [4–6].

При постоянном увеличении спроса на большие размеры и скорость в современных машинах учет динамики ротора становится все более важным для их конструкций [7]. Рассмотрим основные концепции латеральной динамики ротора. Известно, что крутильная вибрация во вращающихся машинах, установках поршневых машин и системах редукторов, кручение вращающегося вала, влияние гибкого подшипника, нестабильность из-за асимметричных поперечных валов, гидродинамические подшипники, гистерезис, балансировка ротора могут быть поняты только на основе исследований динамики ротора. Динамика ротора – важная ветвь динамики, относящаяся к поведению огромного ассортимента роторных машин [1–8]. Цель стандартного анализа динамики ротора и проверки конструкции – определение поперечных динамических конструктивных характеристик. Для некоторого вращающегося оборудования может потребоваться анализ устройства, описанного в [9–13], а также общий метод, используемый для выполнения стандартного анализа боковой вибрации с использованием метода конечных элементов в программном обеспечении ANSYS [14] при выборе элемента BEAM188 для вала и элемента COMBI214 для подшипников.

Цель работы – применение метода конечных элементов (МКЭ) для моделирования ротора с учетом характеристик их динамики, поддержания гибкости ротора и способности подшипников.

Методика работы предполагает использование гармонического анализа в совокупности с программным комплексом ANSYS для решения задач распределения массы при критических скоростях дисбаланса.

Фундаментальные уравнения

Подшипники скольжения. Существует множество параметров и физических явлений, которые влияют на роторы отличным от неподвижных структур образом: главные отличия

связаны с опорами для флюидной пленки (рис. 1, *а*). Раньше полагали, что смазка в полости подшипника только уменьшает трение и минимизирует потери. Но затем обнаружилось, что, помимо уменьшения трения, смазка выполняет и множество других функций: защищает рабочие поверхности от коррозии и загрязнения, снижает шум, способствует более равномерному нагреву подшипника и отводу тепла от него.

Как показано на рис. 1, *б*, центр подшипника C и центр скольжения образуют угол с вертикальной нагрузкой W, а зазор h будет меняться в некотором диапазоне.

С учетом геометрии подшипника, скорости вращения, эксцентриситета, давления и угла поворота Зоммерфельда вывели [6–8] параметр, характеризующий эксцентриситет подшипника:

$$S = \frac{\mu DLN}{W}\left(\frac{r}{C_l}\right)^2. \qquad (1)$$

Радиальная F_r и тангенциальная F_t силы рассчитываются по формулам

$$F_r = -\frac{D\,\Omega\,\mu L^3\,\epsilon^2}{2h^2\,(1-\epsilon^2)^2};$$
$$F_t = -\frac{\pi D\Omega\,\mu L^3\epsilon}{8h^2\,(1-\epsilon^2)^{3/2}}. \qquad (2)$$

Действие силы F_t противостоит скользящему движению, а потеря мощности $F_t \cdot \Omega D/2$ и результирующая сила на подшипнике противоположны приложенной нагрузке на ротор.

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} =$$
$$= \frac{\pi D\Omega\mu L^3\epsilon}{8h^2\,(1-\epsilon^2)^2}\left(\left(\frac{16}{\pi^2}-1\right)\epsilon^2+1\right)^{1/2}. \qquad (3)$$

Если нагрузка на подшипник известна, то модифицированное число Зоммерфельда определяется выражением [15]

$$S_s = \frac{D\,\Omega\mu L^3}{8\,F\,h^2}. \qquad (4)$$

Вертикальная результирующая сила является общей и обусловлена весом ротора. В этом случае роль, которую играет скольжение в подшипнике, гарантирует, что нагрузка действительно вертикальная. Если известна величина этой нагрузки, то эксцентриситет подшипника может быть получен из уравнения (3):

$$\epsilon^8 - 4\epsilon^6 + \left(6 - S_s^2\left(16-\pi^2\right)\right)\epsilon^4 -$$
$$-\left(4+\pi^2 S_s^2\right)\epsilon^2 + 1 = 0, \qquad (5)$$

где S_s из уравнения (4) называется модифицированным номером Зоммерфельда, или номером Оквирка, и определяется особой скоростью, нагрузкой и вязкостью масла [7].

Значения коэффициента эксцентриситета $\epsilon = \frac{\tilde{C}-C}{h}$ всегда принимались в диапазоне 0–1. Поэтому значение ϵ, соответствующее скорости вращения в диапазоне от 0 до 6000 об/мин, мы находили методом итерации с помощью компьютерной программы MATLAB.

Когда используется линейная модель подшипника, следует проверить, чтобы смещение было небольшим, потому что линейный анализ не содержит никаких ограничений на смещение. Мы рассматривали только короткий подшипник, поэтому матрицы размерностью 2 × 2 для жесткости и затухания могут быть найдены согласно [7, 8]:

$$K = \frac{F}{h}\begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix}; \qquad (6)$$

$$c = F/(h\Omega)\begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}, \qquad (7)$$

где

$$h_o = \frac{1}{(\pi^2\left(1-\varepsilon^2\right)+16\epsilon^2)^{3/2}}; \qquad (8)$$

$$a_{xx} = h_o 4\left(\pi^2\left(2-\varepsilon^2\right)+16\epsilon^2\right); \qquad (9)$$

$$a_{xy} = h_o\frac{\pi((\pi^2\left(1-\varepsilon^2\right)^2)-16\epsilon^4)}{\epsilon\sqrt{1-\epsilon^2}}; \qquad (10)$$

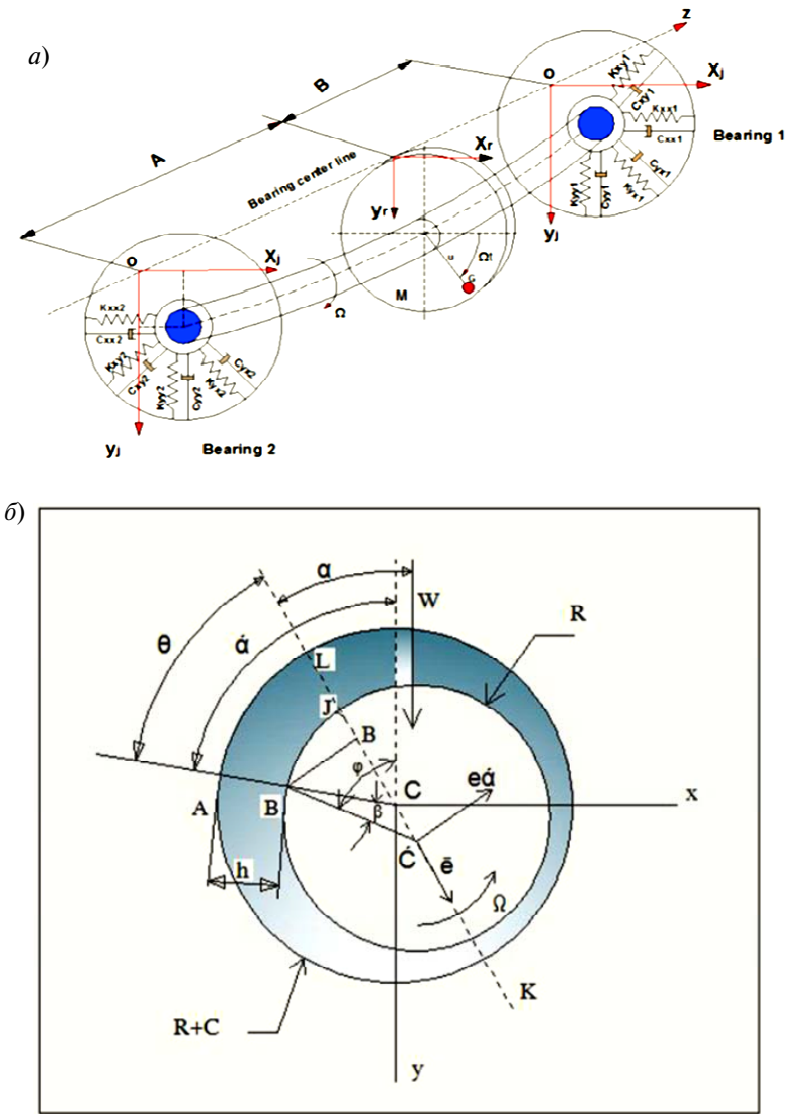


Рис. 1. Подшипники с роторными пружинами и демпфером (*а*), подшипник скольжения: эксцентриситет между валом и втулкой (*б*)

Fig. 1. Bearings representation by rotor springs and damper (*a*), sliding bearing: eccentricity between shaft and bushing (*б*)

$$a_{yx} = -h_o \frac{\pi\left(\pi^2\left(1-\varepsilon^2\right)\left(1+2\varepsilon^2\right)+32\epsilon^2\left(1+\varepsilon^2\right)\right)}{\epsilon\sqrt{1-\epsilon^2}}; \quad (11)$$

$$a_{yy} = h_o 4(\pi^2\left(1+2\varepsilon^2\right)+\frac{32\epsilon^2\left(1+\varepsilon^2\right)}{\left(1-\varepsilon^2\right)}; \quad (12)$$

$$b_{xx} = h_o \frac{2\pi\sqrt{1-\epsilon^2}}{\epsilon}\frac{\left(\pi^2\left(1+2\epsilon^2\right)-16\epsilon^2\right)}{}; \quad (13)$$

$$b_{xy} = b_{yx} = -h_o 8\left(\pi^2\left(1+2\epsilon^2\right)-16\epsilon^2\right); \quad (14)$$

$$b_{yy} = h_o \frac{2\pi((\pi^2\left(1-\varepsilon^2\right)^2)+48\epsilon^2)}{\epsilon\sqrt{1-\epsilon^2}}. \quad (15)$$

Матрица жесткости несимметрична, поэтому гидродинамические подшипники являются анизотропными опорами в машине. Гидродинамические подшипники предназначены для высокоскоростных высоконагруженных уст-

ройств. Компьютерная программа MATLAB была разработана для изучения зависимостей между эксцентриситетом и измененным числом Зоммерфельда, затем между измененным числом Зоммерфельда и жесткостью, а также Зоммерфельдом с демпфированием.

Мы учитываем влияние динамических сил, действующих на подшипники. Как правило, отношение «сила/смещение» является нелинейным, но при условии малости результирующей амплитуды можно отношение «сила/смещение» считать линейным. Мы рассматриваем короткий подшипник (L / D <1), где размерность матрицы равна 2 × 2; соответственно матрицы жесткости и затухания могут быть записаны в замкнутом виде в терминах эксцентриситета и нагрузки, как в уравнениях (6) и (7). Модель пружины и заслонки COMBI214 – это двухмерный элемент с продольным натяжением и способностью к сжатию, как показано на рис. 2.

Динамические уравнения. Концепция динамики ротора предполагает использование ротора с диском, находящимся на равном расстоянии от подшипников. Подшипники, которые были сделаны для ротора, представляют собой короткие подшипники скольжения ($L < D$ и $A \neq B$), как показано на рис. 1, *а*.

Ротор состоит из длинного гибкого вала с гибким подшипником скольжения с обоих концов; подшипники имеют опорные жесткости K_{xx}, K_{yy}, K_{xy} и K_{yx}, связанные с демпфированиями C_{xx}, C_{yy}, C_{xy} и C_{yx}. На обоих концах подшипников *1* и *2*, как показано на рис. 2, есть диск с массой m_d; масса вала равна m_s; эквивалентная масса ротора [6]

$$m = \frac{17}{35} m_s + m_d. \tag{16}$$

Центр тяжести диска смещен от центра геометрии вала на эксцентриситет; движение дискового центра описывается двумя поступательными смещениями (x_r, y_r).

Основная форма уравнения движения для всех задач вибрации дается формулой [8]

$$\begin{gathered}[M]\{(\ddot{y}_r)\} + [[c]+[cg]]\{\dot{y}_J\} + \\ +[[K]+[H]]\{y_j\} = \{f\},\end{gathered} \tag{17}$$

где [M] – симметричная матрица масс; [C] – симметричная матрица демпфирования; [K] – симметричная матрица жесткости; {F} – вектор внешней силы; {y} – обобщенный вектор координат.

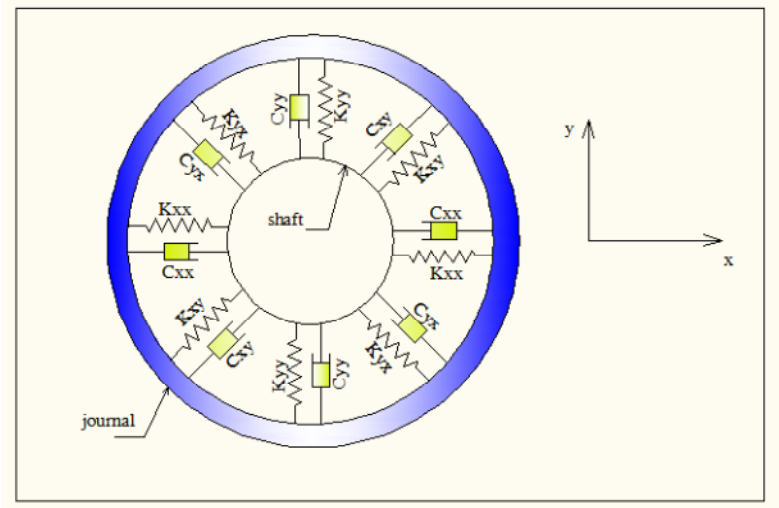


Рис. 2. Элемент COMBI214: пружины и демпферы с поперечной муфтой и масляной пленкой подшипника

Fig. 2. COMBI214 element: springs and dampers with a transverse clutch and oil film bearing

Уравнение (17) предназначено для движения симметричного ротора, вращающегося с постоянной скоростью Ω вокруг своей оси. Ему соответствует косая симметричная гироскопическая матрица [*Cg*] и косая симметричная циркуляторная матрица [*H*]. На обе матрицы, [*Cg*] и [*H*], влияет скорость вращения. Когда скорость Ω равна нулю, [*Cg*] и [*H*] в уравнении (17) исчезают, представляя обычный стенд. Еще одна структура, матрица [*Cg*], связана с условием инерции и производными от кинетической энергии из-за гироскопических моментов, действующих на вращающиеся части машины, если это уравнение описано в роторной системе отсчета гироскопической матрицы [*Cg*]. Также использованы величины, связанные с ускорением Кориолиса. Матрица [*H*] определяется в основном внутренним затуханием вращающихся элементов [1–4].

Для получения уравнений движения с учетом жесткости и демпфирования подшипников в направлениях *x* и *y* из второго закона Ньютона [14] следует:

$$\sum Fx = M\ddot{x}; \tag{18}$$

$$\sum F_y = M\ddot{y}; \tag{19}$$

$$\begin{gathered}\left(K_x + K_{xx}1 + K_{xx}2\right)X_j + \left(K_{yx}1 + K_{xy}2\right)y_j + \\ + \left(c_{xx}1 + c_{xx}2\right)\dot{X}_J + \left(c_{xx}1 + c_{xx}2\right)\dot{y}_J - \\ - K_{xr} = m\frac{d2}{dt^2}\left(X_j + \mathrm{e}\cos\left(\Omega t + \Phi e\right)\right);\end{gathered} \tag{20}$$

$$\begin{gathered}\left(K_{yx}1 + K_{xy}2\right)X_j + \left(K_{yy}1 + K_{yy}2 + K\right)y_j + \\ + \left(c_{xy}1 + c_{xy}2\right)\dot{X}_J + \left(c_{yy}1 + c_{yy}2\right)\dot{y}_J - K_{yr} = \\ = m\frac{d2}{dt^2}\left(y_j + \mathrm{e}\sin\left(\Omega t + \Phi e\right)\right).\end{gathered} \tag{21}$$

В тех случаях, когда Φ*e* является фазовым углом дисбаланса массы, приведенные выше уравнения движения описывают движения по направлениям *x* и *y* как в случае статической, так и динамической модели. Поэтому их можно решать отдельно, чтобы найти амплитуду отклика по *x* и *y* в любое время [16–18].

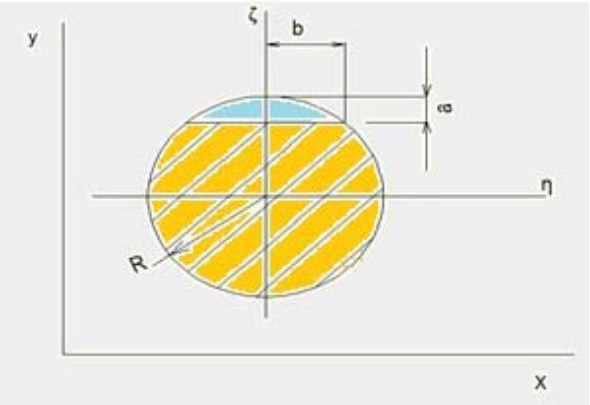


Рис. 3. Сечение трещины
Fig. 3. Cross section of cracked area

Уравнение движения трещинного ротора. Существуют две известные системы координат: фиксированные координаты и вращающиеся. В зависимости от типа используемой системы координат рассматривают два типа жесткости. Если есть «дыхание» футляра трещины (открытие и закрытие), легче работать с координатами, связанными с ротором и вращающимися вместе с ним. Тогда уменьшение жесткости может быть рассчитано как в направлениях ζ и η, так и с помощью перевода матрицы жесткости в фиксированную систему координат при учете инерции системы соединения с жесткостью и нахождения уравнения движения фиксированных координат (*x*, *y*), как показано на рис. 3.

Матрица жесткости для вращающихся координат (ζ, η) для вала без трещины – это [*K*]. Уменьшение жесткости из-за трещины составляет [Kc (θ)], где θ – угол между откликом ротора и осью трещины. Соответственно жесткость трещинного ротора равна

$$\left[K\right] - \left[K_c\left(\theta\right)\right] = \left[K_{cr}\right]. \tag{22}$$

Матрица преобразования [*A*] используется для перевода матрицы жесткости из вращающихся координат в фиксированные [19]:

$$\left[A\right] = \begin{bmatrix} \cos\left(\Omega t\right) & \sin\left(\Omega t\right) \\ -\sin\left(\Omega t\right) & \cos\left(\Omega t\right) \end{bmatrix}. \tag{23}$$

Матрица жесткости трещины получается следующим образом:

$$[K_{cr}]=[A]^T[K][A]-[A]^T[K_c(\theta)][A]= \\ =[K]-[K_c(\theta,t)]. \quad (24)$$

Матрица жесткости трещины в роторе с фиксированными координатами:

$$[K_{cr}]=[K]-[K_c(\theta,t)]. \quad (25)$$

Фактически полное отклонение системы состоит из статического и динамического отклонений:

$$y=y_{st}+y_{dy}. \quad (26)$$

Дифференцировать уравнение (26) по времени необходимо дважды. Поскольку y_{st} – постоянная, получается $\dot{y}_{st}=0$.

$$\dot{y}=\dot{y}_{dy} \;\&\; \ddot{y}=\ddot{y}_{dy}; \quad (27)$$

$$[M]\{\ddot{y}_{dy}\}+[[D]+[G]]\{\dot{y}_{dy}\}+ \\ +[[K]-[K_c(\theta,t)]]\{y_{st}+y_{dy}\}=Q_u+W, \quad (28)$$

где Q_u – сила из-за дисбаланса; W – вес ротора.

Гироскопическое демпфирование рассматривалось в косой симметричной матрице [G] и в симметричной положительной полуопределенной матрице [D].

Когда матрица [D] демпфирования в роторе осесимметрична, тогда будет иметь место кососимметрический вклад в матрицу без трещин [K]. Обращаясь к уравнению (28) как полному уравнению в стационарном случае, получаем, что отклонение ротора на один оборот [K_c] изменяется, т. е. [K] > [$K_c(\theta, t)$]:

$$[K]\{y_{st}\}=W. \quad (29)$$

Тогда уравнение (28) можно записать в виде

$$[M]\{\ddot{y}_{dy}\}+[[D]+[G]]\{\dot{y}_{dy}\}+ \\ +[[K]-[K_c(t)]]\{y_{dy}\}=Qu\ . \quad (30)$$

Уравнение (30) нелинейно, потому что матрица [K_c (t)] нелинейна и изменяется со временем t, т. е. зависит от скорости и глубины трещины [19].

Линия отклонения вала в случае трещины лежит в поверхности растяжения. Она может представлять собой суперпозицию двух частей: первая – линия отклонения в случае без трещин, а вторая – с учетом дополнительного отклонения из-за изменения локальной гибкости трещины. Вторая часть не может быть оценена теорией изгиба балок, поскольку в теории пучка трещина ослабляет жесткость изгиба (EI). Из-за изменения симметрии трещина вокруг вала создает сцепление боковых, осевых и крутильных колебаний, но, поскольку осевая и крутильная вибрации незначительны [19], мы для простоты пренебрегали эффектами осевой и крутильной вибрации и фокусировались только на боковых вибрациях.

Гибкость была рассчитана для глубин трещины a/R. В случае небольшой трещины (a/R < 0,5) гибкость $\bar{C}_{44}$ намного меньше $\bar{C}_{55}$. По этой причине кросс-гибкостью пренебрегают. Это дает преимущества для представления гибкости трещины только одним параметром – $\bar{C}_{55}$, и получить аналитические результаты легко. Чтобы получить отклонение при размещении вблизи диска в случае открытой трещины, можно записать в виде [9]

$$\begin{bmatrix} u_\zeta \\ u_\eta \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} G_o+\Delta g_\zeta & 0 \\ 0 & G_o+\Delta g_\eta \end{bmatrix}\begin{bmatrix} F_\zeta \\ F_\eta \end{bmatrix}, \quad (31)$$

где G_o – это гибкость вала без трещин;

$$\Delta g\zeta=\bar{C}_{55}\frac{L^2}{16\cdot ER^3}; \quad (32)$$

$\Delta g_\zeta, \Delta g_\eta$ – дополнительные гибкости из-за трещины. Ротор диска будет создавать для вала с трещиной зону сжатия, где трещина будет закрыта из-за предварительного напряжения в силу веса. Соответственно здесь $\Delta g_\zeta, \Delta g_\eta$ будут равны нулю, и вал снова будет круглым. Это поведение в виде шарнирной модели поясняет рис. 4.

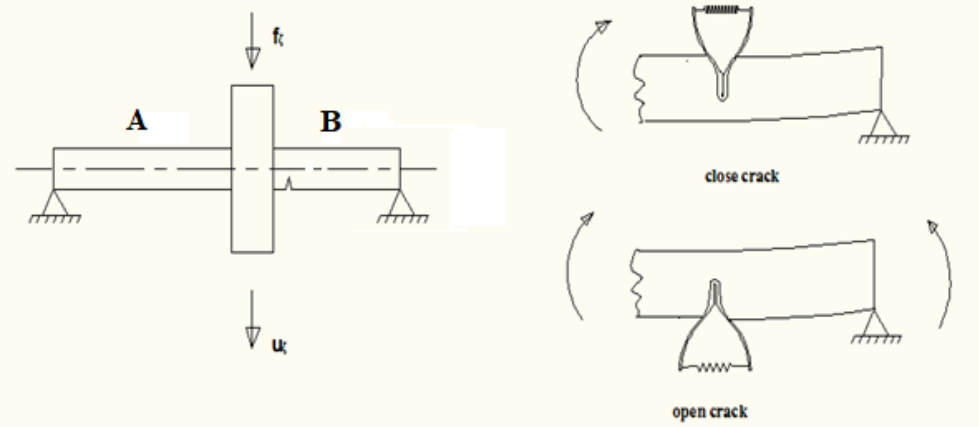


Рис. 4. Модель трещины (модель с шарнирной пружиной) для «дышащей» трещины
Fig. 4. Crack model (hinged spring model), for breathing crack

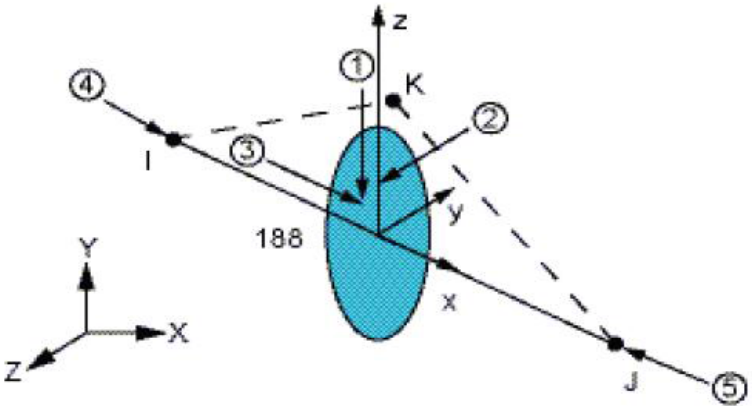


Рис. 5. Элемент Beam188: 6 степеней свободы системы [1]
Fig. 5. Element Beam188: system with 6 degrees of freedom [1]

Матрица жесткости $[K(t)]$ состоит из двух частей и двукратно зависит от времени: первая часть относится к ротору, закрепленному в инерциальной системе отсчета, тогда как вторая – к функции управления $f(t)$, которая принимает два значения – 1 или 0 – и зависит от положения трещины в зоне сжатия или растяжения, а также от отклонения вала x:

$$[K]=[K(x,t)]=[K]-[\Delta K(x,t)]. \quad (33)$$

Тогда уравнение движения для горизонтального вала с «дышащей» трещиной можно записать в виде [9]

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix}+\begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix}\begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix}+\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix}\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}= =\begin{pmatrix} mg \\ 0 \end{pmatrix}+me\Omega^2\begin{pmatrix} \cos(\beta+\Omega t) \\ \sin(\beta+\Omega t) \end{pmatrix}. \quad (34)$$

Моделирование и проектирование ввода данных

В этой работе описаны особенности моделирования гибкостей несущей опоры ротора и подшипника. Показано, как элементы BEAM188, COMBI214 используются для моделирования вала с подшипниками, а MASS21 – для диска при моделировании масс. В анализе для получения точных результатов были учтены жесткость и демпфирование обоих подшипников с поперечными связями и жесткость с демпфированием вала, включая их изменения в зависимости от скорости вращения.

Элемент пучка (BEAM188) хорошо использовать для анализа тонких либо умеренно коротких и толстых структур пучка. Он представляет собой линейный (см. рис. 5) элемент

BEAM188 и имеет шесть или семь степеней свободы в каждом узле. Причем число степеней свободы зависит от значения KEYOPT(1). Когда на каждом узле KEYOPT(1) = 0, они допускают перемещения в направлениях x, y и z и вращения вокруг осей x, y и z. Когда KEYOPT(1) = 1, также рассматриваются семь степеней свободы (величина деформации), причем данный элемент хорошо подходит для линейных больших отношений и / или нелинейных приложений большой деформации.

Элемент MASS 21 для дискретного массового диска является точечным, имеющим до шести степеней свободы, допускающим смещение по направлениям x, y, z и вращение вокруг осей x, y и z. Площадь элемента в поперечном сечении в области трещины меньше, чем у других секций на валу. Мы ввели значения жесткости и демпфирования подшипников скольжения для каждой секции в диапазоне частот вращения от 0 до 6000 об/мин. Принимали переменные значения массы дисбаланса, причем каждому направлению координат может быть присвоена другая масса и вращательная инерция [1].

В табл. 1 представлены значения жесткости и демпфирования подшипников для разных скоростей вращения, поэтому они могут быть использованы в элементах COMBI 214 в ANSYS для каждого подшипника и при любой скорости. Результаты получены в программе MATLAB, которая была разработана для решения набора уравнений (1)–(15).

Таблица 1

Свойства (жесткость и демпфирование) подшипников № 1 и № 2

Table 1

Properties (stiffness and damping) of the bearing No. 1 and No. 2

Скорость вращения	Коэффициент	$K_{xx} \cdot 10^3$	$K_{xy} \cdot 10^3$	$K_{yx} \cdot 10^3$	$K_{yy} \cdot 10^3$	$C_{xx} \cdot 10^3$	$C_{xy} \cdot 10^3$	$C_{yx} \cdot 10^3$	$C_{yy} \cdot 10^3$
Свойства подшипника № 1									
500	0,4419	3010	1646,8	–5273,5	3307,5	92,808	–58,21	–58,21	171,52
1000	0,2938	3199,2	3584,5	–5992,5	2345,2	78,512	–30,726	–30,726	104,39
1500	0,2158	3275,2	5448,3	–7221,7	2032,2	74,329	–20,916	–20,916	86,99
2000	0,1690	3311,0	7291,4	–8682,6	1895,6	72,552	–15,839	–15,839	79,988
2500	0,1382	3330,2	9133,1	–10272	1825,0	71,689	–12,737	–12,737	76,550
3000	0,1167	3341,4	10965	–11927	1784,4	71,157	–10,640	–10,640	74,581
3500	0,1008	3348,5	12804	–13636	1759,0	70,870	–9,1422	–9,1422	73,406
4000	0,0887	3353,2	14634	–15365	1742,2	70,641	–8,0095	–8,0095	72,593
4500	0,0791	3356,6	16475	–17128	1730,4	70,532	–7,1259	–7,1259	72,080
5000	0,0714	3359,0	18303	–18893	1721,9	70,411	–6,4174	–6,4174	71,668
5500	0,0650	3360,8	20149	–20685	1715,6	70,377	–5,8368	–5,8368	71,418
6000	0,0597	3362,2	21973	–22466	1710,7	70,288	–5,3523	–5,3523	71,165
Свойства подшипника № 2									
500	0,3703	2251,4	1760,4	–3956,9	2008,4	85,47	–43,38	–43,38	132,91
1000	0,2289	2364,4	3663,7	–5025,7	1504,7	75,68	–22,658	–22,658	102,74
1500	0,1624	2401,8	5527,7	–6496,4	1361,4	73,096	–15,318	–15,318	79,99
2000	0,1249	2417,7	7385,5	–8131,4	1303,3	72,096	–11,556	–11,556	76,079
2500	0,1012	2425,7	9237,4	–9842,1	1274,7	71,588	–9,2718	–9,2718	74,169
3000	0,0849	2430,2	11094	–11601	1258,6	71,337	–7,739	–7,739	73,142
3500	0,0731	2433,0	12944	–13381	1248,7	71,156	–6,6406	–6,6406	72,488
4000	0,0641	2434,9	14806	–15189	1242,2	71,069	–5,8144	–5,8144	72,118
4500	0,0571	2436,1	16655	–16997	1237,7	71,007	–5,1708	–5,1708	71,817
5000	0,0515	2437,1	18494	–18802	1234,5	70,901	–4,6553	–4,6553	71,558
5500	0,0469	2437,7	20330	–20611	1232,1	70,811	–4,2331	–4,2331	71,355
6000	0,0430	2438,3	22193	–22450	1230,3	70,823	–3,8811	–3,8811	71,281

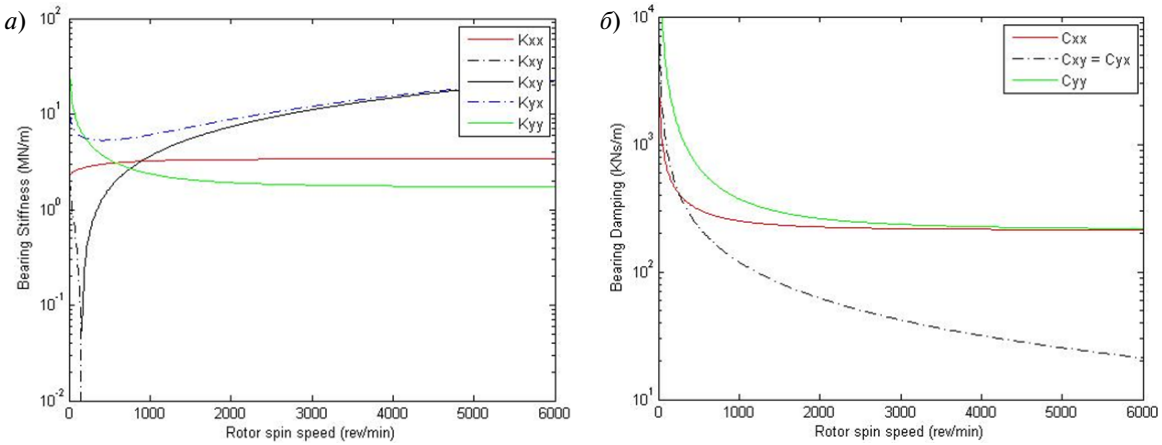


Рис. 6. Зависимость жесткостей подшипника скольжения (*а*) и демпфирований (*б*) от скорости вращения ротора в сравнении со случаем демпфирования подшипника флюидной пленкой

Fig. 6. The stiffness of the sliding bearing (*a*) and dampings (*б*) relative to the speed of rotation of the rotor in comparison with the bearing damping of the fluid film

При снижении частоты вращения до 2000 об/мин значения коэффициентов демпфирования уменьшались (но изменение не очень большое), приближаясь к постоянной величине. Жесткость также быстро изменялась при снижении частоты до 2000 об/мин, что считается стабильным; жесткость в направлениях поперечной связи не равна и варьируется в небольшом диапазоне, как показано на рис. 6. Значения же поперечной связи продолжали уменьшаться и при дальнейшем снижении частоты.

Результаты и обсуждение

На рис. 7 показан первый режим формы операции 6000 об/мин по ANSYS. Свойства материала вала и размер выбранной модели AISI4140 (A ≠ B):

Общая длина вала, м	0,654
Диаметр вала, м	0,048
Диаметр диска, м	0,34
Расстояния между диском и подшипниками, м	A=0,414; B=0,24
Глубина трещины, м	0,01
Расстояния между левой стороной диска и трещиной, м	0,01
Толщина диска, м	0,02
Общая масса ротора, кг	23,25
Модуль упругости Юнга, E, Н/м^2	2,05× 10^{11}
Коэффициент Пуассона, ϑ	0,29
Массовая плотность, ρ, кг/м^3	7850

Для исследования критической скорости в работе проводился анализ собственных частот при использовании модели трещины ротора в диапазоне скоростей от 0 до 6000 об/мин и множественного шага нагрузки.

Составлена диаграмма собственных частот движения модели ротора, соответствующих разным скоростям вращения. Ротор поддерживается двумя короткими подшипниками; коэффициенты жесткости и демпфирования подшипников изменяются со скоростью вращения. В этом случае собственная частота системы изменяется. Если собственная частота равна скорости вращения, то скорость называется критической.

Гармонический анализ показал, что для получения смещения из реакции дисбаланса трещины ротора вблизи места расположения диска используют силы дисбаланса в центральном положении. Смещение изменяется синусоидально с той же известной частотой. Сравнение было выполнено путем изменения значения масс дисбаланса (0,5; 1; 1,5; 2 и 2,5 г), как показано в табл. 2.

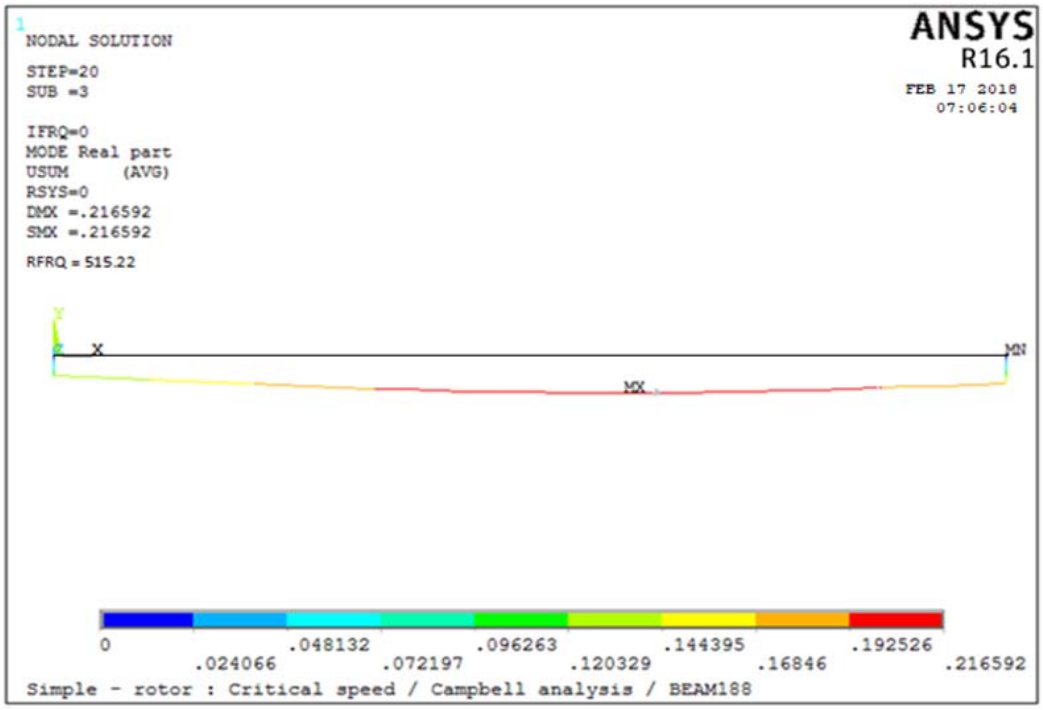


Рис. 7. Режим работы ротора для первой естественно затухающей частоты

Fig. 7. Operation mode of the rotor for the first naturally damped frequency

Таблица 2

Отклик ротора в области диска на гармонический дисбаланс при критической скорости

Table 2

The response of the rotor in the disk to a harmonic imbalance at a critical speed

Масса дисбаланса, г	Отклик ротора, $\cdot 10^{-3}$	Процент изменения отклика, %
0,5	0,05205	0
1	0,1041	50,00
1,5	0,1561	33,31
2	0,2082	25,02
2,5	0,2602	19,98

При увеличении массы дисбаланса смещение также будет увеличиваться в области диска, критическая скорость не меняется (*а*), отклик показан на рис. 8 (*а*–*д*): максимальное смещение происходит при критической скорости. Динамическая амплитуда изменяется линейно с массой дисбаланса.

Выводы

1. Собственная частота рассчитана для трещинного ротора как первая критическая скорость ANSYS. Основная частота, которая соответствует резонансной скорости, оказалась равной 6000 об / мин для заданных, как в табл. 2, размеров ротора резонансная скорость является более опасным случаем. Чтобы избежать его, необходимо сделать свой период времени настолько малым, насколько это возможно, чтобы избежать сбоя.

2. Гармонический анализ был проведен с учетом различных масс дисбаланса – от 0,5 до 2,5 г (шаг 0,5 г). Отклик находили для каждого значения массы. Наивысшее значение отклика происходит при частоте 100 Гц, а дисбаланс изменяется линейно в соответствии с массой дисбаланса.

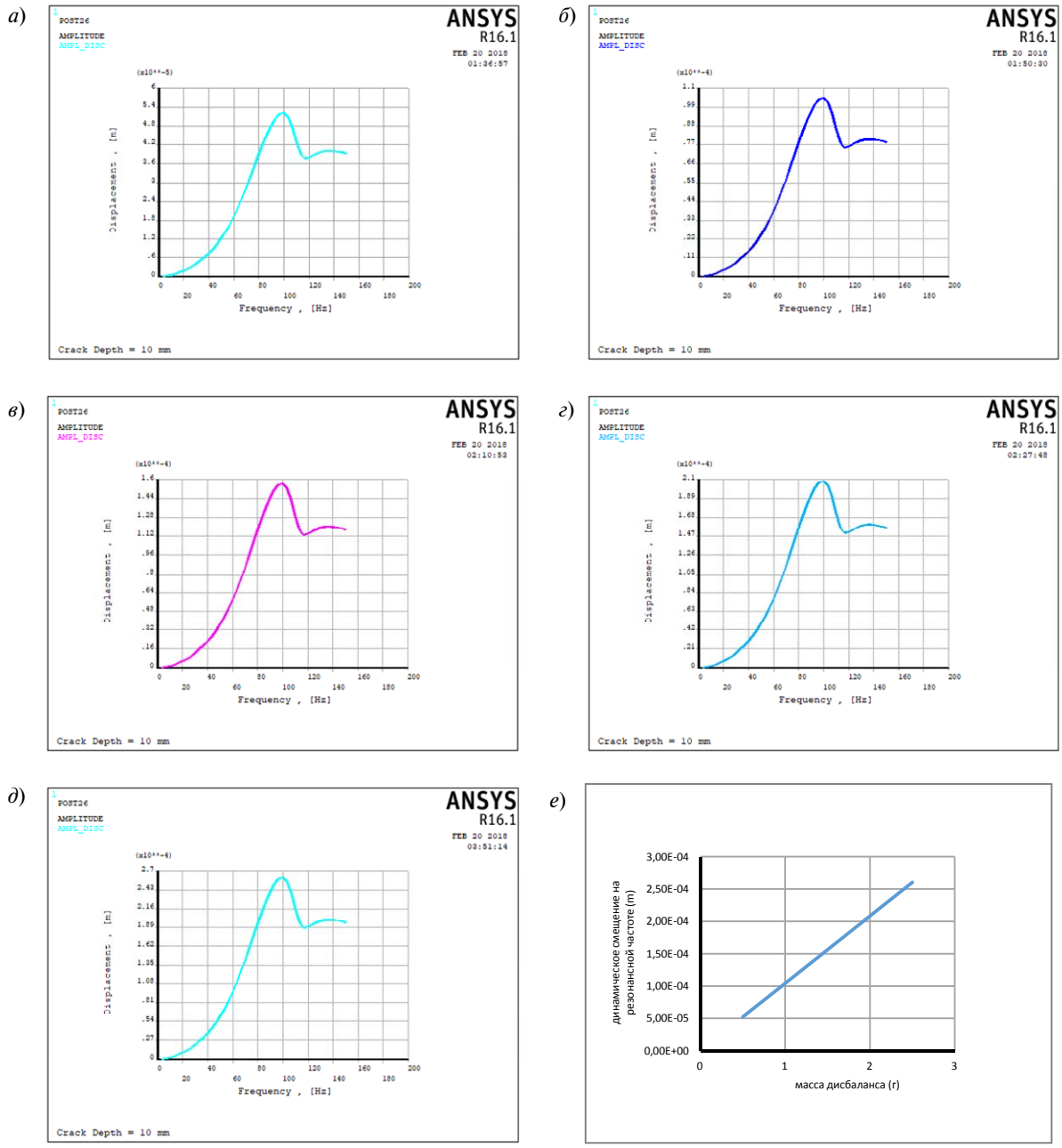


Рис. 8. Смещение гармонического дисбаланса при массе, г, 0,5 (*а*), 1 (*б*), 1,5 (*в*), 2 (*г*), 2,5 (*д*) и изменение смещения (*е*) в зависимости от массы дисбаланса при скорости 6000 об/мин

Fig. 8. Displacement at a harmonic imbalance mass, gr, of 0,5 (*а*), 1 (*б*), 1,5 (*в*), 2 (*г*), 2,5 (*д*) and displacement change (*е*) as a function of the imbalance mass at the speed of 6000 rpm

3. Анализ отклика на дисбаланс проводился при изменении массы дисбаланса. Затем искали максимальный отклик ротора для каждой массы дисбаланса при глубине трещины 10 мм. Было отмечено, что при увеличении массы дисбаланса отклик увеличивается, в то время как критическая скорость не меняется.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Nagaraju T., Srinivas K.** Rotor Dynamic Analysis of Steam Turbine Rotor Using ANSYS // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research (IJMERR). 2014. Vol. 3. No. 1. P. 338–349.

2. **Varne P., Green I.** Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring-Part II: Extended Analysis and Experimental Results // Redistribution subject to ASME license or copyright. November, 2012. Vol. 134(11). P. 112501.

3. **Sandeep T., Sankha B.** Dynamic analysis of rotor-bearing system for flexible bearing support condition // International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET). 2017. Vol. 8. P. 1785–1792.

4. **Reddy M.R., Srinivas J.** Vibration Analysis of a Support Excited Rotor System with Hydrodynamic Journal Bearings // Procedia Engineering. 2016. Vol. 144. P. 825–832.

5. **Won Lee C.** Vibration Analysis of Rotors / Springer Science + Business Media Dordrecht. Originally published by Kluwer Academic, 1993. P. 99–120.

6. **Xiao-Bo R., Yan-Dong C., Ying-Xiang C., Jian-Gang Z., Ya-Ping T.** Dynamics of a cracked rotor system with oil-film force in parameter space // Nonlinear Dynamics. Springer Science+Business Media Dordrecht. 2017. Vol. 88. No. 4. P. 2347–2357.

7. **Michael I.F., John E.T., Seamus D.G., Arthur W.L.** Dynamics of Rotating Machines / Cambridge University Press, 32 Avenue of the Americas New York NY 10013. 2012. 2473 p. P. 177–183.

8. **Ignacio R.V., Luis M.P., Humberto C.H.** Vibrational Response of a Rotor Supported in Hydrodynamics Short Bearings // Memories Del Xix International Congress of Her Annual Somim, 25–27 September, 2013 PACHUCA, HIDALGO, MEXICO. P. 1085–1094.

9. **Athanasios C.** Vibration Analysis of Nonlinear-Dynamic Rotor-Bearing Systems and Defect Detection // Mechanical Engineering and Aeronautics, University of Patras. 2009. 326 p.

10. **Upadhyay N., Kankar P.** Dynamic analysis of rotor-bearing system by considering the transverse crack on rotor // European Journal of Computational Mechanics. 2017. Vol. 26. No. 3. P. 336–350.

11. **Zhenyong L., Lei H.,Yushu C., Chuanzong S.** Nonlinear response analysis for a dual-rotor system with a breathing transverse crack in the hollow shaft // Nonlinear Dynamics, Springer Science+Business Media Dordrecht. 2016. Vol. 83. No. 1-2. P. 169–185.

12. **Rankin A.W., Senguin B.R.** Report of Investigation of the Turbine Wheel Fracture at Tunners Creek // Transactions of the ASME. 1956. Vol. 78. No. 10. 1527 p.

13. **Bachschmid N., Pennacchi R., Tanzi E.** Cracked Rotors. A survey on Static and Dynamic Behavior Including Modeling and Diagnosis / Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2010. 408 p.

14. **Peng Z.K., Lang Z.Q., Meng G., Chu F.L.** The Effects of Crack on the Transmission Matrix of Rotor System // Shock and Vibration. 2011. Vol. 18. P. 91–103.

15. **Rao J.S.** History of Rotating Machinery Dynamics. Springer Science + Business Media B.V. 2011. P. 188–196, 242–248.

16. **Ferjaoui N., Chouchane M.** A Nonlinear Analysis of a Flexible Unbalanced Cracked Rotor-Bearing System // International Conference Design and Modeling of Mechanical Systems CMSM, 2017. P. 21–30.

17. **Spagnol J.P., Wu H.** Breathing mechanism of a cracked rotor subject to non-trivial mass unbalance // Internoise and noise congress and conference proceedings. 2014. Institute of Noise Control Engineering. P. 6404–6410.

18. **Penny J.E.T., Friswell M.I.** The Dynamics of Cracked Rotors // IMAC-XXV: A Conference & Exposition on Structural Dynamics, Orlando, FL, February 19–22, 2007, Society for Experimental Mechanics, Bethel, CT. P. 198.

19. **Ishida Y., Yamamoto T.** Linear and Nonlinear Rotor Dynamics (A modern Treatment with Applications) // 2nd Enlarged and Improved Edition, Wiley-VCH Verlag &Co.2012, Germany. P. 307–320.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

АБЕД Салам Ахмед – *аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: almuhands67@gmail.com
АЛЬ ДРАЖИ Джассем Ф. – *кандидат технических наук ассистент Центральной нефтеперерабатывающей компании (Аль-Даура НПЗ) Министерства нефти Ирака*
E-mail: jassim_aldrajy@yahoo.com
БАХРАМИ Мохаммад Реза – *кандидат технических наук доцент Университета Иннополис*
E-mail: mr.bahrami1982@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 12.04.2018

REFERENCES

[1] **Nagaraju T., Srinivas K.** Rotor Dynamic Analysis of Steam Turbine Rotor Using ANSYS. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research (IJMERR)*. 2014. Vol. 3, No. 1. P. 338–349.

[2] **Varne P., Green I.** Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring-Part II: *Extended Analysis and Experimental Results. Redistribution subject to ASME license or copyright*. November 2012. Vol. 134(11). P. 112501.

[3] **Sandeep T., Sankha B.** Dynamic analysis of rotor-bearing system for flexible bearing support condition. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2017. Vol. 8. P. 1785–1792.

[4] **Reddy M.R., Srinivas J.** Vibration Analysis of a Support Excited Rotor System with Hydrodynamic Journal Bearings. Elsevier, Procedia Engineering. 2016. Vol. 144. P. 825–832.

[5] **Won Lee C.** Vibration Analysis of Rotors. Springer Science + Business Media Dordrecht, originally published by Kluwer Academic, 1993. P. 99–120.

[6] **Xiao-Bo R., Yan-Dong C., Ying-Xiang C., Jian-Gang Z., Ya-Ping T.** Dynamics of a cracked rotor system with oil-film force in parameter space. *Nonlinear Dynamics*. Springer Science+Business Media Dordrecht. 2017. Vol. 88. No. 4. P. 2347–2357.

[7] **Michael I.F., John E.T., Seamus D.G., Arthur W.L.** Dynamics of Rotating Machines. Cambridge University Press, 32 Avenue of the Americas New York NY 10013, 2012, 2473 pages. P. 177–183.

[8] **Ignacio R.V., Luis M.P., Humberto C.H.** Vibrational Response of a Rotor Supported in Hydrodynamics Short Bearings. *Memories Del Xix International Congress of Her Annual Somim,* 25–27 September, 2013 PACHUCA, HIDALGO, MEXICO. P. 1085–1094.

[9] **Athanasios C.** Vibration Analysis of Nonlinear-Dynamic Rotor-Bearing Systems and Defect Detection / Mechanical Engineering and Aeronautics, University of Patras, 2009. 326 p.

[10] **Upadhyay N., Kankar P.** Dynamic analysis of rotor-bearing system by considering the transverse crack on rotor. *European Journal of Computational Mechanics*. 2017. Vol. 26. No.3. P. 336–350.

[11] **Zhenyong L., Lei H.,Yushu C., Chuanzong S.** Nonlinear response analysis for a dual-rotor system with a breathing transverse crack in the hollow shaft. *Nonlinear Dynamics*, Springer Science+Business Media Dordrecht. 2016. Vol. 83. No. 1-2. P. 169–185.

[12] **Rankin A.W., Senguin B.R.** Report of Investigation of the Turbine Wheel Fracture at Tunners Creek. *Transactions of the ASME*. 1956. Vol. 78. No. 10. 1527 p.

[13] **Bachschmid N., Pennacchi R., Tanzi E.** Cracked Rotors. A survey on Static and Dynamic Behavior Including Modeling and Diagnosis. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010, 408 p.

[14] **Peng Z.K., Lang Z.Q., Meng G., Chu F.L.** The Effects of Crack on the Transmission Matrix of Rotor System. *Shock and Vibration*. 2011. Vol. 18. P. 91–103.

[15] **Rao J.S.** History of Rotating Machinery Dynamics. Springer Science + Business Media B.V. 2011. P. 188–196, 242–248.

[16] **Ferjaoui N., Chouchane M.** A Nonlinear Analysis of a Flexible Unbalanced Cracked Rotor-Bearing System. *International Conference Design and Modeling of Mechanical Systems CMSM*, 2017, P. 21–30.

[17] **Spagnol J.P., Wu H.** Breathing mechanism of a cracked rotor subject to non-trivial mass unbalance. *Internoise and noise congress and conference proceedings*, 2014. Institute of Noise Control Engineering. P. 6404–6410.

[18] **Penny J.E.T., Friswell M.I.** The Dynamics of Cracked Rotors. *IMAC-XXV: A Conference & Exposition on Structural Dynamics*, Orlando, FL, February 19–22, 2007, Society for Experimental Mechanics, Bethel, CT. P. 198.

[19] **Ishida Y., Yamamoto T.** Linear and Nonlinear Rotor Dynamics (A modern Treatment with Applications), *2nd Enlarged and Improved Edition*, Wiley-VCH Verlag &Co. 2012, Germany. P. 307–320.

THE AUTHORS

ABED Salam Akhmed – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: almuhands67@gmail.com
AL DRAJY J.F. – *Midland refineries company* (*Al – Daura Refinery*) *Ministry of Oil of Iraq*
E-mail: jassim_aldrajy@yahoo.com
BAHRAMI Mokhammad R. – *Innopolis university*
E-mail: mr.bahrami1982@gmail.com

Received: 12.04.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240313
УДК 621.515

А.И. Боровков, И.Б. Войнов, М.А. Никитин,
Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

В работе представлены результаты CFD-расчетов модели одноступенчатого компрессора газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт. Рассчитанные характеристики КПД и коэффициента напора сопоставлены с характеристиками, измеренными на стенде заказчика проекта. Сравнительные расчеты сделаны при трех интерфейсах сопряжения параметров потока во вращающемся рабочем колесе и неподвижном диффузоре. Два из этих интерфейсов трактуют течение как стационарное. Третий интерфейс представляет характеристики с учетом периодической нестационарности. Сопоставлены четыре модели турбулентности и результаты расчетов геометрических моделей с отличающимся вдвое количеством ячеек. В одном из вариантов расчета в геометрическую модель включен зазор между корпусом и покрывающим диском рабочего колеса. Учет нестационарности и течения в зазоре приближает рассчитанные характеристики к измеренным.

Ключевые слова: CFD-расчет, центробежный компрессор, радиальное рабочее колесо, КПД, коэффициент теоретического напора, модель турбулентности.

Ссылка при цитировании:
А.И. Боровков, И.Б. Войнов, М.А. Никитин, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов. Моделирование характеристик одноступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 153–175. DOI: 10.18721/JEST.240313.

A.I. Borovkov, I.B. Voynov, M.A. Nikitin,
Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

PERFORMANCE MODELING FOR A SINGLE-STAGE PIPELINE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The object of CFD calculations is a 1:2 model of a 32 MW single-stage pipeline compressor. The calculated efficiency and pressure coefficient characteristics are compared with the characteristics measured at the test rig of the design's ordering customer. Comparative calculations are made for three interfaces coupling the flow parameters of the rotating impeller to those of the stationary diffuser. Two of the interfaces treat the flow as steady. The third interface represents the performance characteristics taking into account the periodic unsteadiness. Four turbulence models are compared. The calculations of geometric models with the number of cells differing by two times are compared. The geometric model in one of the calculation variants includes a gap between the body and the shroud of the impeller. The calculation with the unsteady state and flow in the gap between the body and the gap taken into account leads to better agreement between the calculated and measured characteristics. The results of modeling are not satisfactory anyway

Keywords: CFD calculation, centrifugal compressor, radial impeller, efficiency, theoretical pressure coefficient, turbulence model.

Citation:
A.I. Borovkov, I.B. Voynov, M.A. Nikitin, Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov, Performance modeling for a single-stage pipeline centrifugal compressor, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 153–175, DOI: 10.18721/JEST.240313.

Цель работы

Важность корректного численного моделирования характеристик центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики очевидна, поскольку окончательную доводку проточной части проектируемого компрессора можно сделать быстро и надежно. CFD-расчеты широко применяются как в отечественной, так и в зарубежной практике [1–10]. Цель представляемой работы заключается в поиске методики CFD, обеспечивающей корректность моделирования характеристик центробежного компрессора.

Объект исследования

В СПбПУ Петра Великого научной группой профессора Ю.Б. Галеркина по заданию индустриального партнера был разработан газодинамический проект центробежного компрессора для газоперекачивающего агрегата мощностью 32 МВт [15–17]. Это наибольшая мощность для газоперекачивающих агрегатов наземных газопроводов.

Отношение давлений компрессоров ГПА небольшое, обычно 1,3–1,45. Но из-за недостаточного числа оборотов приводных газовых турбин обычно компрессоры имеют две последовательных ступени сжатия. Проект компрессора 32 МВт выполнен для работы с наиболее современной высокооборотной газовой турбиной, что позволило применить одну ступень. Рис. 1 дает представление о компрессоре по обычной схеме и о компрессоре, являющемся предметом изучения представляемой работы.

По проектам научной группы профессора Ю.Б. Галеркина, выполненным Методом универсального моделирования, индустриальные партнеры, как правило, строят компрессоры без экспериментальной проверки, которая была обязательна в прошлом. Так с середины 1990-х годов по нескольким десяткам проектов построено и успешно работают более 400 компрессоров с единичной мощностью до 25 МВт, их общая установленная мощность – порядка 5 000 000 кВт. Но проект компрессора 32 МВт настолько ответственен и в чем-то необычен, что индустриальный партнер специально построил и испытал модель этого компрессора [15]. Характеристики модели компрессора, рассчитанные CFD-методами, сопоставлены с результатами экспериментов индустриального партнера. Обратим внимание на огромную энергоемкость компрессора. Для вращения его единственного рабочего колеса диаметром 1,065 м требуется мощность 32 000 кВт.

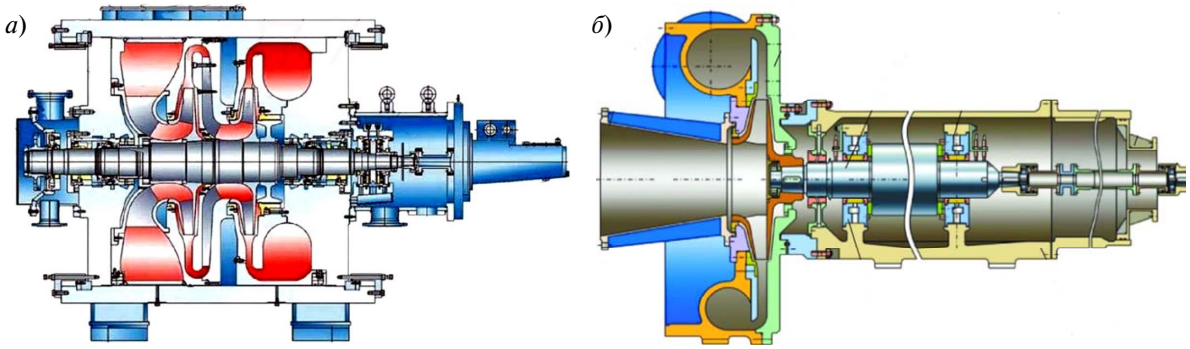


Рис. 1. Обычный двухступенчатый компрессор ГПА (*а*) и модель 1:2 одноступенчатого компрессора ГПА мощностью 32 МВт (*б*)

Fig. 1. Typical two-stage pipeline compressor (*a*) and the 1:2 model of the 32 MW single-stage pipeline compressor (*б*)

Одноступенчатая схема компрессора 32 МВт имеет следующие преимущества в организации рабочего процесса:

в консольно расположенное рабочее колесо можно подвести газ в осевом направлении. Осевой входной патрубок имеет минимальное сопротивление. Он не создает окружной неравномерности потока, которая увеличивает потери в рабочем колесе при радиальном подводе газа;

через консольно расположенное рабочее колесо не нужно пропускать вал. Поэтому диаметр начала лопаток меньше обычного. Меньше окружная скорость вращения лопаток и меньше относительная скорость газа на входе. Это уменьшает потери, пропорциональные кинетической энергии, т. е. квадрату скорости газа.

Как объект моделирования этот компрессор более интересен, чем изолированная ступень. Такие ступени часто являются объектами CFD-расчетов [18]. В частности, выходное устройство компрессора – так называемая улитка – не осесимметричный элемент проточной части. Такой объект следует моделировать целиком. Расчет сектора с одним или несколькими лопаточными каналами, как это часто делается, не имеет смысла.

Индустриальный партнер трижды испытал модельную ступень компрессора 32 МВт при практически одинаковом условном числе Маха $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_н^*} \approx 0{,}71.$* Три испытания были проведены для проверки точности эксперимента. Измеренные параметры представлены в безразмерном виде $\psi_i, \eta^*, \psi_р^* = f(\Phi)$, где

$$\Psi_i = \frac{C_p\left(T_k^* - T_н^*\right)}{u_2^2}; \quad (1)$$

$$\eta^* = \frac{\ln\left(\dfrac{p_к^*}{p_н^*}\right)}{\dfrac{k}{k-1}\ln\left(\dfrac{T_к^*}{T_н^*}\right)}; \quad (2)$$

$$\psi_p^* = \psi_i \eta^*; \quad (3)$$

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{0{,}785 D_2^2 u_2} \frac{RT_н^*}{p_н^*}. \quad (4)$$

Безразмерные характеристики представлены в таблице.

В таблице жирным курсивом выделены точки с выпадающими значениями КПД – более 90 %, а также соответствующие значения коэффициента внутреннего напора. Ошибка в измерении этих коэффициентов обычно связана с трудностью корректного измерения повышения полной температуры. Видимо, в первом по времени испытании измерительная система не была вполне отлажена, поэтому там большинство выпадающих точек.

Безразмерные характеристики модели компрессора 32 МВт по данным трех испытаний

Dimensionless characteristics of the 32 MW compressor model according to three tests

M_u	Номер точки	Ф	ψ_p^*	η^*	ψ_i
0,71	1	0,0781	0,3208	0,7782	0,412
	2	0,0748	0,3622	0,8007	0,452
	3	0,0649	0,4506	0,8853	0,509
	4	0,0564	0,4991	***0,9189***	***0,543***
	5	0,0562	0,5030	***0,9242***	***0,544***
	6	0,0533	0,5076	***0,9238***	***0,549***
	7	0,0476	0,5309	0,9014	0,589
	8	0,0426	0,5463	0,8875	0,615
0,70	1	0,0779	0,3202	0,7740	0,414
	2	0,0715	0,3938	0,8369	0,470
	3	0,0628	0,4738	***0,9157***	***0,517***
	4	0,0548	0,5038	0,9002	0,560
	5	0,0454	0,5388	0,8950	0,602
	6	0,0353	0,5693	0,8743	0,651
	7	0,0247	0,5640	0,7928	0,711
0,705	1	0,0781	0,3201	0,7534	0,425
	2	0,0636	0,4613	0,8912	0,518
	3	0,0532	0,5121	0,9003	0,569
	4	0,0385	0,5574	0,8804	0,633

* Принятые обозначения – см. Приложение в конце статьи.

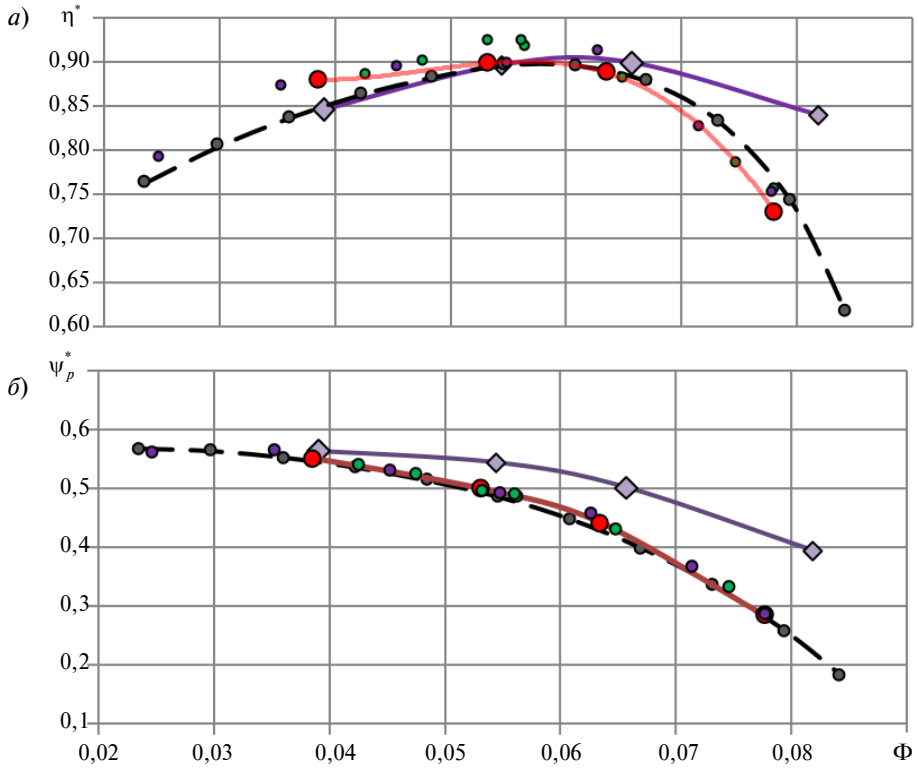


Рис. 2. Проектные (пересчитаны на условие испытаний модели) и измеренные безразмерные характеристики модели компрессора 32 МВт

Эксперимент: ( ) – проектная характеристика; ( ) – 28–29.04.2014 M_{u2} = 0,71 (8700 об/мин); ( ) – 30.04.2014 M_{u2} = 0,70 (8580 об/мин); ( ) – 27.08.2014 M_{u2} = 0,705 (8650 об/мин); ( ) – Ansys_D_2 = 532,5 мм – воздух

Fig. 2. The project (recalculated for the test condition of the model) and the measured dimensionless characteristics of the 32 MW compressor model

При создании проекта индустриальный партнер предложил наиболее эффективную схему и минимум конструктивных ограничений, потребовав добиться наивысшего КПД. Авторы применили самую современную на тот период – 5-ю версию пакета программ Метода универсального моделирования на базе математической модели, предложенной К.В. Солдатовой [19–22]. На рис. 2 сопоставлены проектные (пересчитаны на условие испытаний модели) и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт.

Необычное рабочее колесо компрессора – без втулки и с очень маленьким начальным диаметром лопаток – не имело аналогов. Кроме того, в проекте применена улитка специально разработанной конструкции, ранее не применявшейся и не испытанной. Тем не менее соответствие характеристик проекту очень хорошее во всей рабочей зоне, что подтвердило эффективность направления развития Метода универсального моделирования, реализованного в 5-й версии пакета программ [19–22].

На рис. 3 результаты экспериментов представлены в виде аппроксимирующих зависимостей.

Красным выделены недостоверные результаты измерения. Эти значения не участвуют в аппроксимации. Далее аппроксимирующие зависимости сопоставлены с CFD-расчетами.

Сопоставление разных способов моделирования характеристик модельной ступени компрессора 32 МВт

Геометрические модели. По размерам проточной части были разработаны геометрические пространственные модели элементов проточной ступени: входного участка, рабочего колеса, БЛД и улитки с выходным диффузором. Геометрическая модель компрессора в меридиональной плоскости показана на рис. 4. Зеленая, красная и оранжевая области – неподвижные элементы проточной части, голубая область – вращающееся рабочее колесо.

На рис. 5 представлены три проекции геометрической модели.

Для расчета газодинамических характеристик использовался код общего назначения для решения задач гидрогазодинамики ANSYS/CFX. Расчетная модель строится в виде конечного числа расчетных ячеек, описывающих геометрически с заданной степенью дискретизации проточную область. Сеточная модель проточной части модельной ступени приведена на рис. 6.

При построении сеточной модели использовались структурированная схема с гексагональными элементами для входного устройства, рабочего колеса и диффузора, а также неструктурированная гибридная сетка для улитки. Для учета пограничного слоя к границам, определяющим стенки проточной части, задавалось сгущение, необходимое для удовлетворения требованиям моделей турбулентности и пристеночным функциям. Размер первой пристеночной ячейки варьируется в диапазоне 10–50 мкм. Коэффициент увеличения размера 1,2–1,5. Общее количество расчетных ячеек составило 10 177 900.

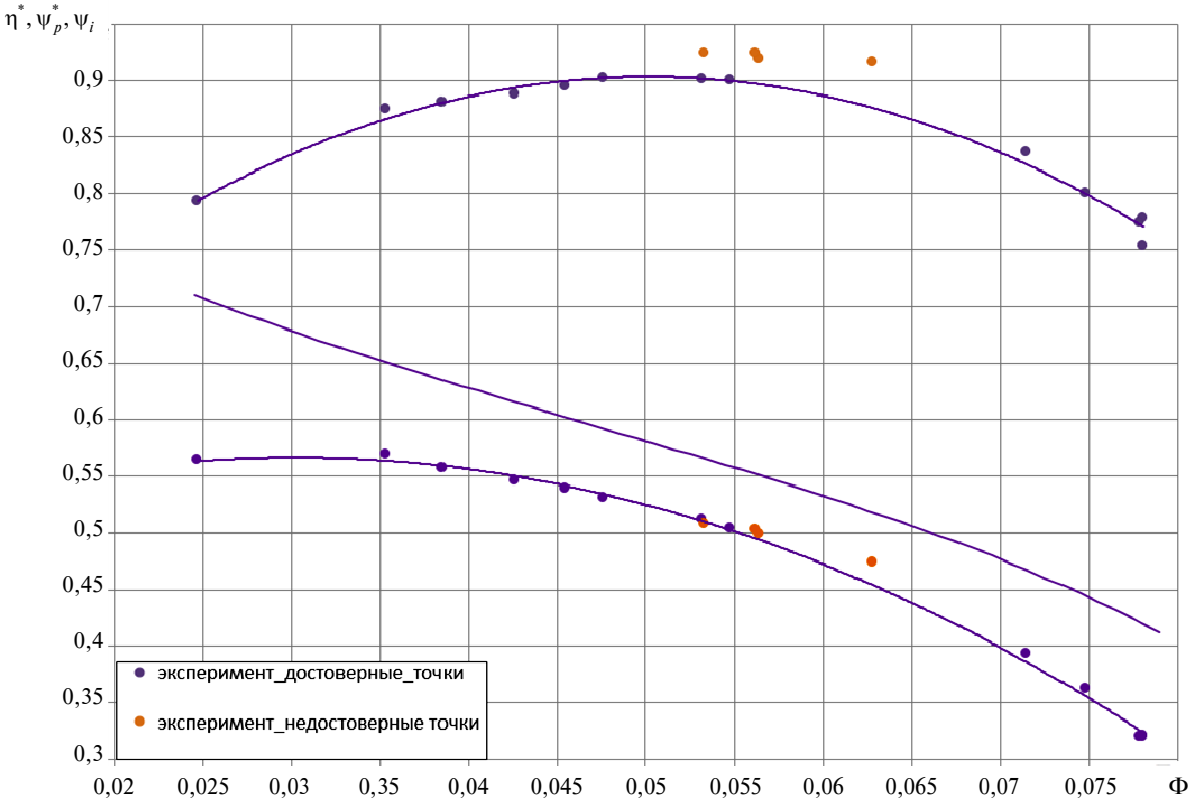


Рис. 3. Результаты испытания модели компрессора 32 МВт и аппроксимирующие зависимости

Fig. 3. The results of testing of the 32 MW compressor model and approximating dependencies

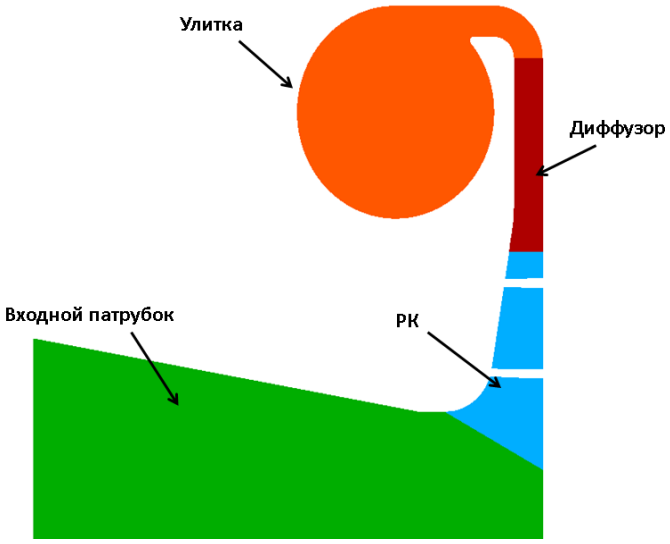


Рис. 4. Геометрическая модель компрессора 32 МВт в меридиональной плоскости
Fig. 4. Geometric model of the 32 MW compressor in the meridional plane

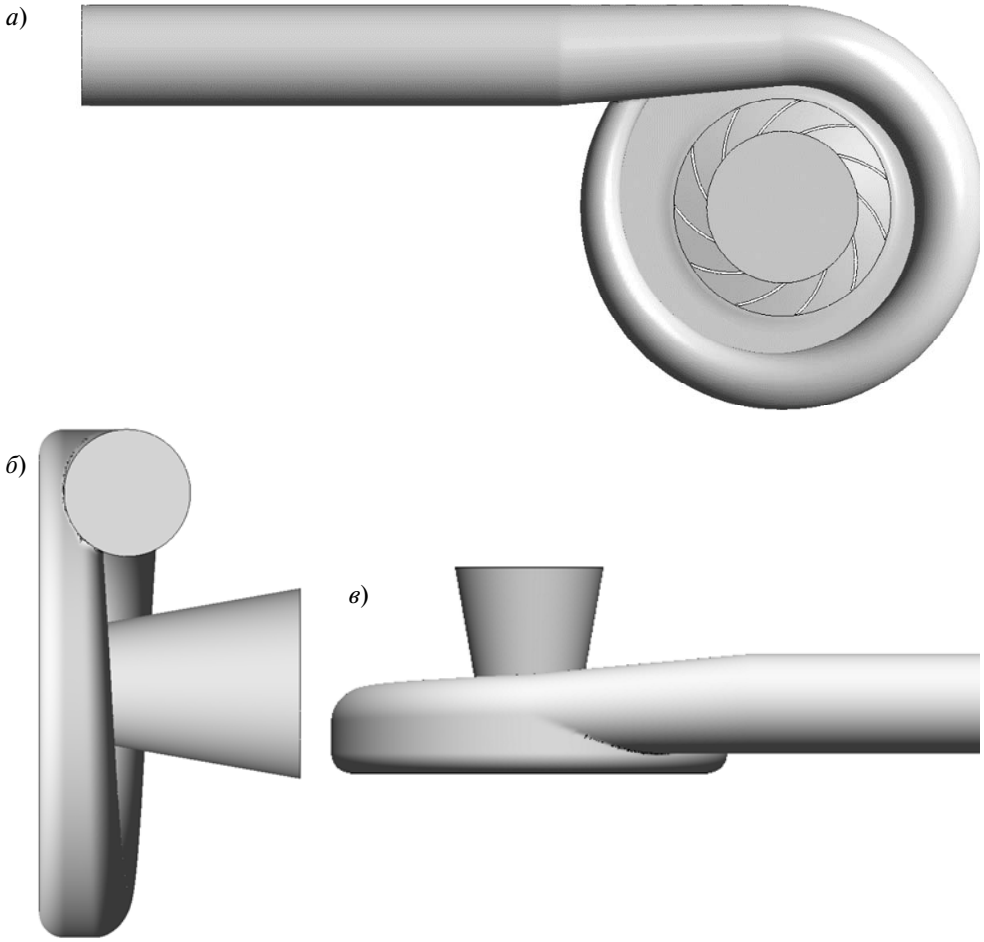


Рис. 5. Три проекции геометрической модели поточной части компрессора 32 МВт
Fig. 5. Three projections of the 32 MW compressor geometric model

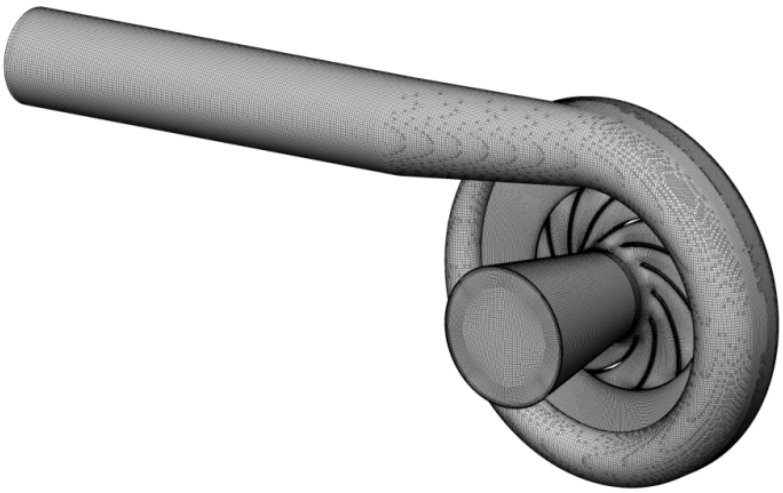


Рис. 6. Сеточная модель проточной части компрессора 32 МВт
Fig. 6. Grid model of 32 MW compressor flow part

Расчеты выполнены при полной температуре на входе 288,15 К и полном давлении 101325 Па. Число оборотов соответствует условному числу Маха 0,71. Соответствующая окружная скорость u_2 = 242,6 м/с. При диаметре D_2 = 532,5 мм это соответствует числу оборотов модельного колеса 8700 об/мин.

В качестве граничных условий для всех расчетных случаев на входном патрубке задают полное давление и температуру. На границе выхода устанавливают массовый расход. Стенки считаются адиабатическими.

Для сопряжения газодинамических параметров на границе рабочего колеса и диффузора используются специальные условия интерфейса типа «Stage» и «Frozen Rotor». Первое из них предполагает осреднение параметров потока по окружному направлению на границе с областью выше по потоку. Второй вариант подразумевает пересчет параметров на границе перехода из вращающейся системы координат в неподвижную и наоборот.

Ниже рассмотрено влияние ряда параметров математической модели на получаемые результаты, а именно:

модели интерфейса;

модели турбулентности;

размерности расчетной сеточной модели;

эффекта нестационарности течения;

учета движения газа в зазоре между покрывающим диском и корпусом.

Модель интерфейса. Сопоставлены расчеты с двумя вариантами интерфейсов сопряжения вращающихся и неподвижных частей модели – «Stage» и «Frozen Rotor». В обоих расчетах использовалась модель турбулентности SST.

На рис. 7–9 представлена информация о структуре течения при двух типах интерфейса. Режим работы – близкий к расчетному, коэффициент расхода – Ф = 0,0564 ($Ф_{расч}$ = 0,0588). Поля скоростей, полных давлений и температур представлены в радиальной плоскости, проходящей посередине высоты лопаток колеса на выходе.

Описание рабочего процесса при интерфейсе «Stage» представляется значительным упрощением. Спецификой центробежного колеса является течение типа «след – струя» на выходе [23]. Выходящие из колеса зоны с разной относительной скоростью перемешиваются в диффузоре, что является одним из источников потерь механической энергии газа (напора). Осреднение параметров по окружности интерфейсом «Stage» исключает процесс смешения потока на выходе из рабочего процесса, что некорректно.

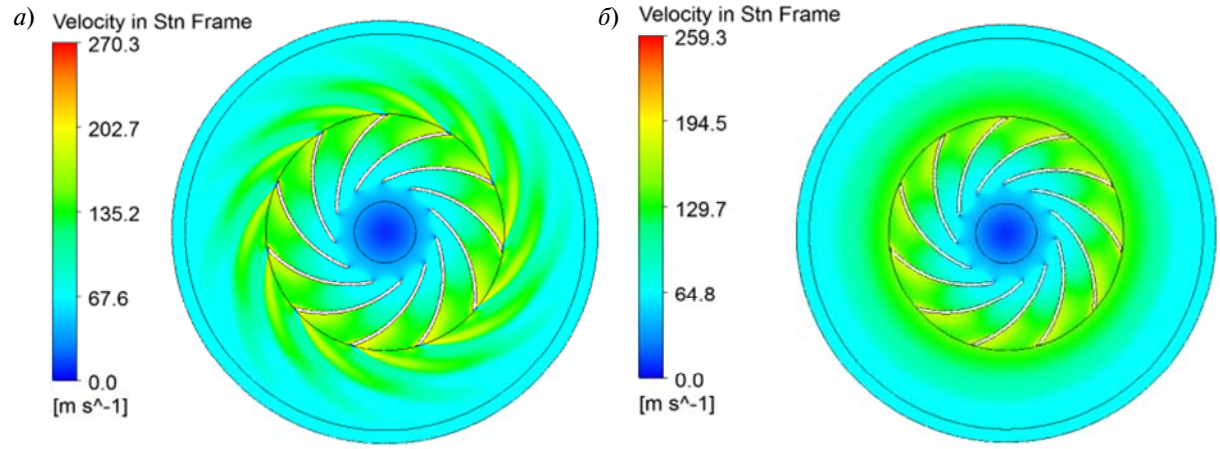


Рис. 7. Абсолютная скорость: *а*) Frozen Rotor; *б*) Stage
Fig. 7. Absolute flow velocity: *а*) Frozen Rotor; *б*) Stage

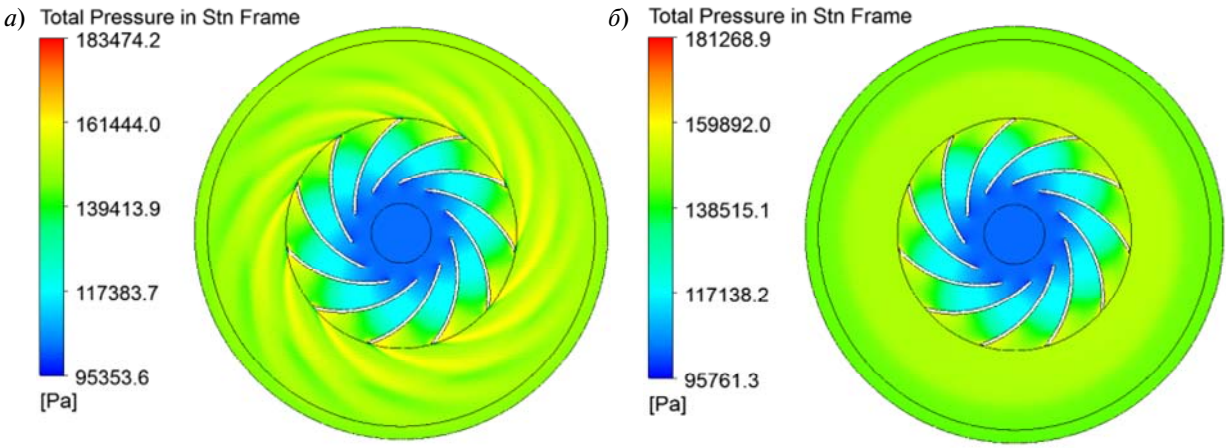


Рис. 8. Полное давление: *а*) Frozen Rotor; *б*) Stage
Fig. 8. Total pressure: *а*) Frozen Rotor; *б)* Stage

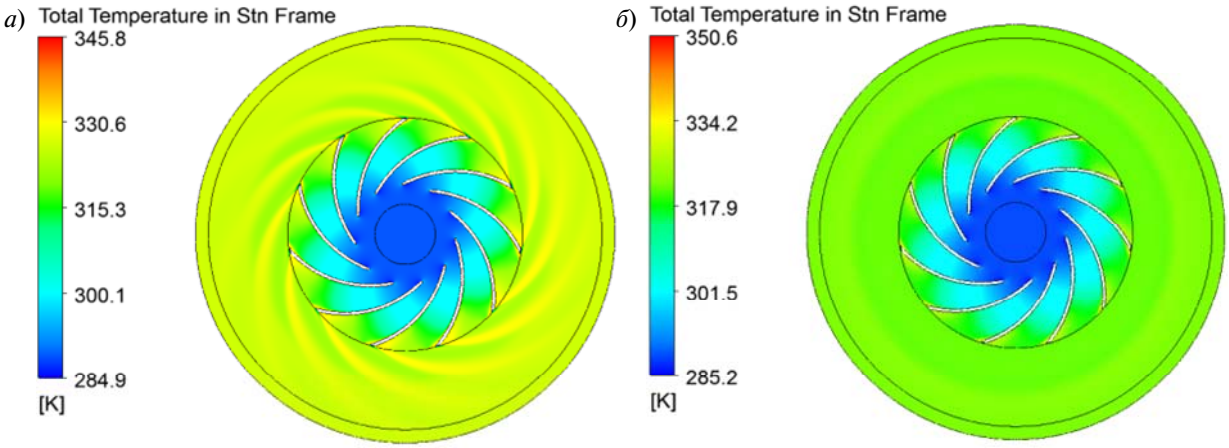


Рис. 9. Полная температура: *а*) Frozen Rotor; *б*) Stage
Fig. 9. Total temperature: *а*) Frozen Rotor; *б*) Stage

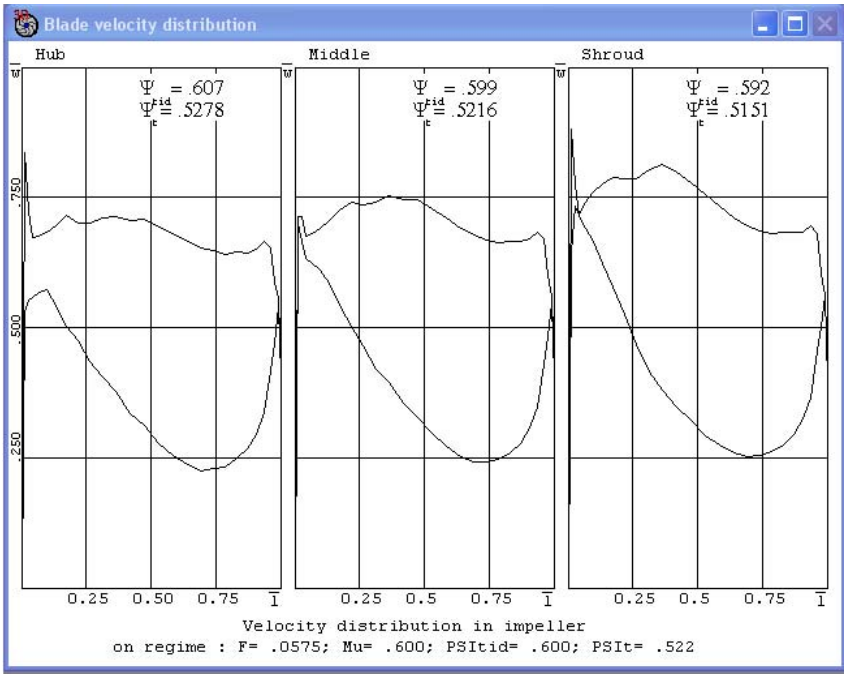


Рис. 10. Рабочее колесо компрессора 32 МВт. Диаграммы скоростей невязкого потока на трех осесимметричных поверхностях тока (расчетный режим). Слева – у основного диска, в центре – средняя поверхность по высоте лопаток, справа – у покрывающего диска

Fig. 10. The impeller of 32 MW compressor. Non-viscid velocity diagrams on three blade-to-blade surfaces (design flow rate). On the left – at the hub, in the center – at the middle surface of the blade height, on the right – at the shroud

Картина течения при интерфейсе «Frozen Rotor» соответствует сути рабочего процесса. Двухзонный характер течения в безлопаточном диффузоре с постепенным выравниванием параметров потока в окружном направлении соответствует положениям теории и наблюдаемой картине течения. Но примечательно, что след – низкоэнергетическая зона, аналог отрыва потока в неподвижном диффузоре – образуется исключительно на задней поверхности лопаток. На рис. 7 показаны абсолютные скорости – и в рабочем колесе, и в диффузоре. Большая абсолютная скорость в рабочем колесе $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$ – это маленькая относительная скорость.

Здесь зона повышенной абсолютной скорости, но пониженной относительной скорости находится на передней стороне лопатки, а не на задней, где может образоваться след. Возможное объяснение этого – форма лопаточного аппарата рабочего колеса, выбранная из многих вариантов на основании предпочтительных диаграмм скоростей (рис. 10).

Благодаря технологии выбора размеров в Методе универсального моделирования [24], обтекание входной кромки – практически безударное по всей высоте, хотя рабочее колесо имеет непространственные лопатки цилиндрической формы. Замедление вдоль задней поверхности незначительное. Только у самой выходной кромки в зоне разгрузки возможен след. На рис. 7 можно заметить очень маленькую зону высокой скорости в самом конце задней поверхности. Зона большой абсолютной скорости на передней стороне лопаток на рис. 7, вероятно, связана с утолщением пограничного слоя в зоне пониженной относительной скорости на передней поверхности. Можно заметить, что характерные зоны течения несколько неравномерны по окружности. В этом проявляется влияние неосесимметричной улитки, в которую поток поступает из диффузора.

Газодинамические характеристики также заметно различаются при разных интерфейсах сопряжения (рис. 11).

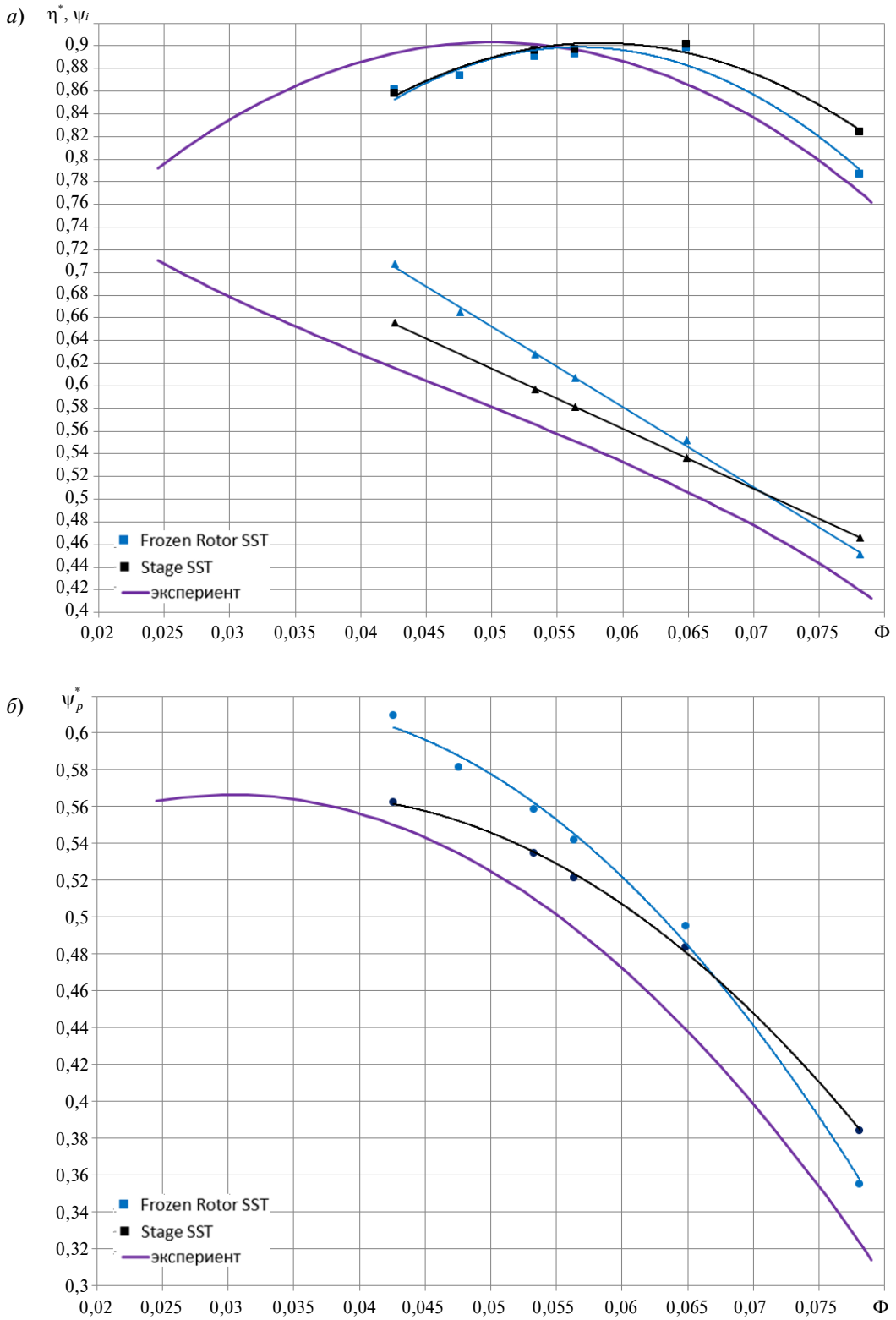


Рис. 11. Рассчитанные и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт. Влияние интерфейсов
Fig. 11. Calculated and measured characteristics of the 32 MW compressor model. Influence of interfaces

Но ни один из результатов не соответствует эксперименту. Как и в ряде других случаев [25–28], рассчитанные характеристики КПД смещены в область бóльших расходов. Сходимость решения прекращается при $\Phi \approx 0{,}045$, в то время как модель компрессора не входит в помпаж при $\Phi \approx 0{,}0247$. Максимальный КПД по расчету при $\Phi_{опт} \approx 0{,}066$ близок к измеренному максимальному КПД при меньшем коэффициенте расхода – $\Phi_{опт} \approx 0{,}055$.

Сравнение двух интерфейсов указывает на противоречивость результатов. Картина течения при «Frozen Rotor» более корректна, но напорная характеристика при интерфейсе «Stage» совпадает с экспериментальной характеристикой по углу наклона и меньше отличается по величине коэффициента напора. По отношению к эксперименту характеристика КПД при интерфейсе «Frozen Rotor» смещена чуть меньше, чем при интерфейсе «Stage».

В отношении напорной характеристики следует отметить не вполне корректный характер сравнения, хотя и не влияющий на оценку результата. У реального компрессора механическая работа подводится к газу за счет разности давлений на лопатках. Эту часть подведенной механической работы, отнесенной к единице массы газа, принято называть «теоретическим напором» (Дж/кг). Соответствующий коэффициент теоретического напора может быть рассчитан по основному уравнению турбомашин – формуле Эйлера

$$\psi_т = c_{u2} / u_2. \qquad (5)$$

За счет трения о наружные поверхности вращающихся дисков рабочего колеса к газу также подводится механическая энергия. Еще одна добавка – из-за протечки газа в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Суммарная величина – внутренний напор. Коэффициент внутреннего напора при экспериментах определяется по разности полных температур (см. формулу (2)). При газодинамических расчетах коэффициент внутреннего напора рассчитывается по формуле

$$\psi_i = \psi_т \left(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}\right). \qquad (6)$$

Коэффициенты дополнительного подвода энергии $\beta_{тр} + \beta_{пр}$ для рабочего колеса компрессора 32 МВт в сумме имеют порядок 1,5 %. Трение дисков и протечки имеют место в зазорах между рабочим колесом и корпусом, которые видны на рис. 1. Ради упрощения моделирования и расчета зазоры не включены в геометрическую модель на этом этапе расчетов. Поэтому измерена характеристика внутреннего напора, а рассчитана характеристика теоретического напора. На рис. 11 представлены рассчитанные характеристики коэффициента теоретического напора и сопоставлены с измеренной характеристикой внутреннего напора. То есть, отличие рассчитанных характеристик коэффициента напора от измеренных в реальности больше, чем на графиках.

Рассчитанные напорные характеристики – линейны, как и экспериментальные, но лежат значительно выше и отличаются по величине и углу наклона. Возникает вопрос: является ли различие напорных характеристик отражением разных условий течения в рабочем колесе при расчетах с разными интерфейсами или это проявление некоторой некорректности численного решения? С целью выяснить вопрос авторы выполнили расчет напорных характеристик другими способами. Согласно уравнению энергии в потоке газа сообщенная ему механическая энергия преобразуется в повышение теплосодержания. Мощность двигателя, сообщаемая газу рабочим колесом, повышает энтальпию торможения. Для совершенного газа при $c_p = \text{const}$

$$N_i = c_p \left(T_2^* - T_1^*\right) \bar{m}. \qquad (7)$$

На этой закономерности основан «непрямой» расчет коэффициента теоретического напора по уравнению (2). Но по сути рабочего процесса следует исходить из уравнения, связывающего передаваемую мощность с моментом от аэродинамической силы на поверхности лопаток:

$$N_т = \omega M_{рк} = \omega \left[z \int_1^2 \left(p_п - p_з\right) \sin\beta_л r \, dF_л \right]. \qquad (8)$$

По величине передаваемой мощности коэффициент теоретического напора определяется так:

$$\psi_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{\bar{m}u_2^2}. \quad (9)$$

Расчет характеристик теоретического напора по формулам (8), (9) для обоих типов интерфейса показал полное совпадение с расчетом по разности температур (формула (2)). Это доказывает, что выбор интерфейса влияет не только на течение в диффузоре, куда попадает некорректно осредненный поток, но и на рабочее колесо, где происходит процесс передачи газу механической энергии двигателя.

Влияние моделей турбулентности. Сравнительные расчеты сделаны при использовании двухпараметрических моделей k–ε, k–ω и SST и обоих вариантов интерфейса («Stage» и «Frozen Rotor»). Сделан также расчет с однопараметрической моделью Спаларта–Аллмараса и интерфейсом «Stage».

На рис. 12 показано влияние модели турбулентности при использовании интерфейса «Frozen Rotor».

Модель турбулентности влияет на характеристику КПД. Надо принимать во внимание общую проблему CFD-моделирования: характеристики смещены в область большего расхода, зона малых расходов не моделируется. С этих позиций более перспективна модель k–ε. При этой модели рассчитанная характеристика КПД меньше смещена в сторону больших расходов.

Влияние моделей турбулентности на характеристику коэффициента теоретического напора слабое. Тем не менее модель SST кажется предпочтительнее. По абсолютной величине она ближе к эксперименту (примерно на 1 % на расчетном режиме) и линейная, а характеристики по моделям k–ε, k–ω показывают снижение коэффициента на минимальном рассчитанном расходе, что не соответствует поведению реальной характеристики.

Результаты расчетов для интерфейса «Stage» приведены на рис. 13.

При интерфейсе «Stage» напорные характеристики совпадают при использовании моделей k–ε, k–ω, SST. Модель «SA» чуть больше завышает напор. Эта же модель сильно занижает КПД. Модель «SST» и при «Frozen Rotor» и при интерфейсе «Stage» плохо работает влево от оптимального режима. Наиболее пологая характеристика КПД – при модели k–ε. Это приближает рассчитанный КПД к измеренному при малых расходах и отдаляет – при больших.

Размерность расчетной сеточной модели. Приведенные выше расчеты сделаны для геометрической модели с 10 177 900 ячейками. Для проверки была сделана геометрическая модель с числом ячеек 21 790 000. Расчеты по модели турбулентности SST и с интерфейсами сопряжения «Stage» и «Frozen Rotor» продемонстрировали отсутствие влияния числа ячеек, что говорит о том, что выбранная на первом этапе расчетная модель удовлетворяет критерию сходимости по сетке.

Учет нестационарности течения. Из-за конечного числа лопаток шаговая неравномерность потока на выходе из рабочего колеса создает периодическое с частотой nz изменение параметров потока в неподвижных элементах. Еще одна причина периодической нестационарности – неосесимметричность проточной части. Таким элементом является улитка. В результате статическое давление на выходе из колеса неравномерно по окружности. Поэтому во вращающемся колесе параметры потока меняются с частотой вращения ротора. Каждый из межлопаточных каналов периодически работает с разным противодавлением. Расход газа через канал периодически меняется, соответственно периодически меняется угол атаки. Также меняется циркуляция потока на лопатках. Сходящие с профиля лопатки разгонные и остановочные вихри преобразуют в тепло механическую энергию газа, снижая КПД. Учет нестационарности течения в наибольшей степени приближает расчет к реальным условиям течения.

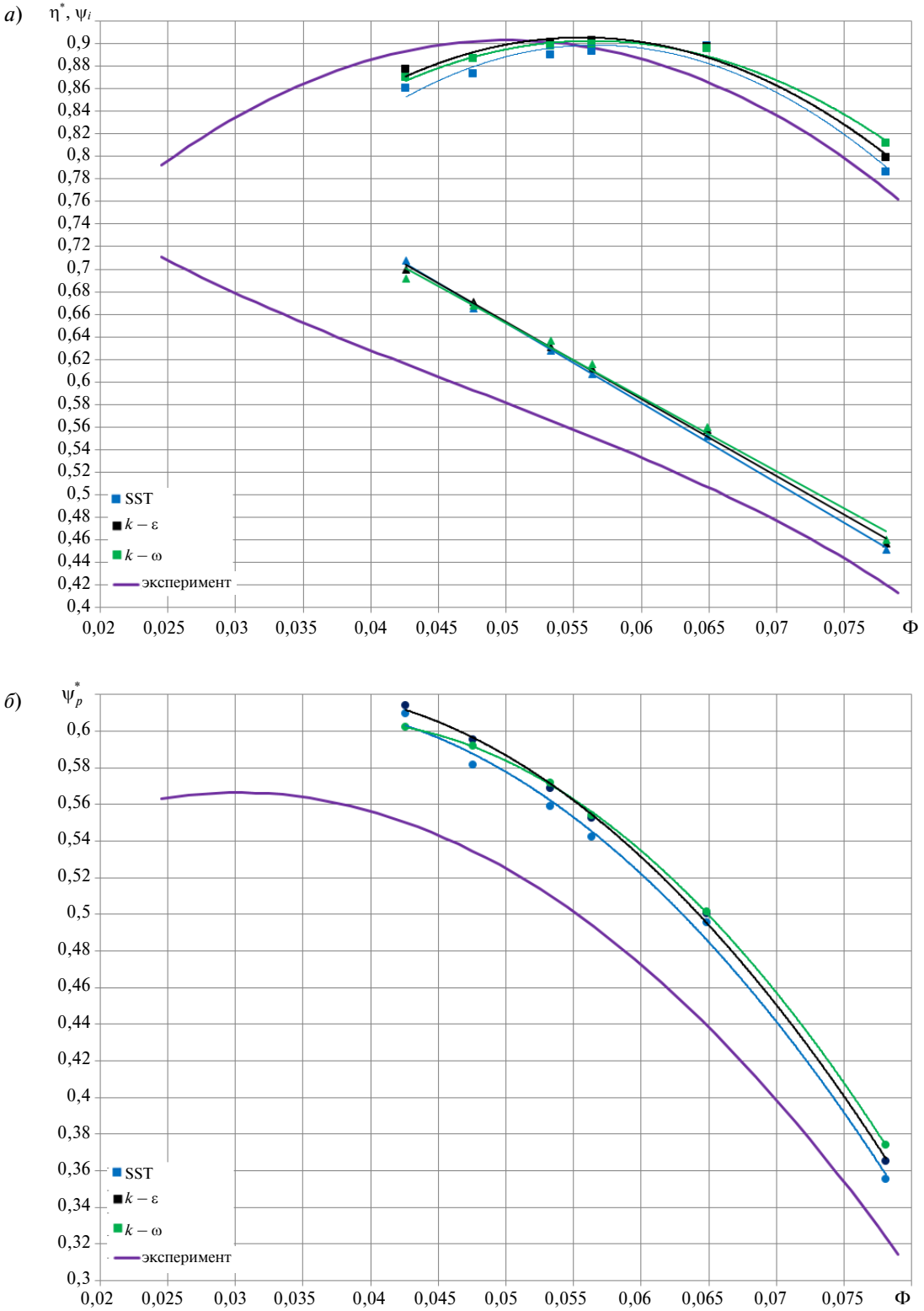


Рис. 12. Рассчитанные и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт. Интерфейс «Frozen Rotor». Сравнение моделей турбулентности

Fig. 12. Calculated and measured characteristics of the 32 MW compressor model. The interface is «Frozen Rotor». Comparison of turbulence models.

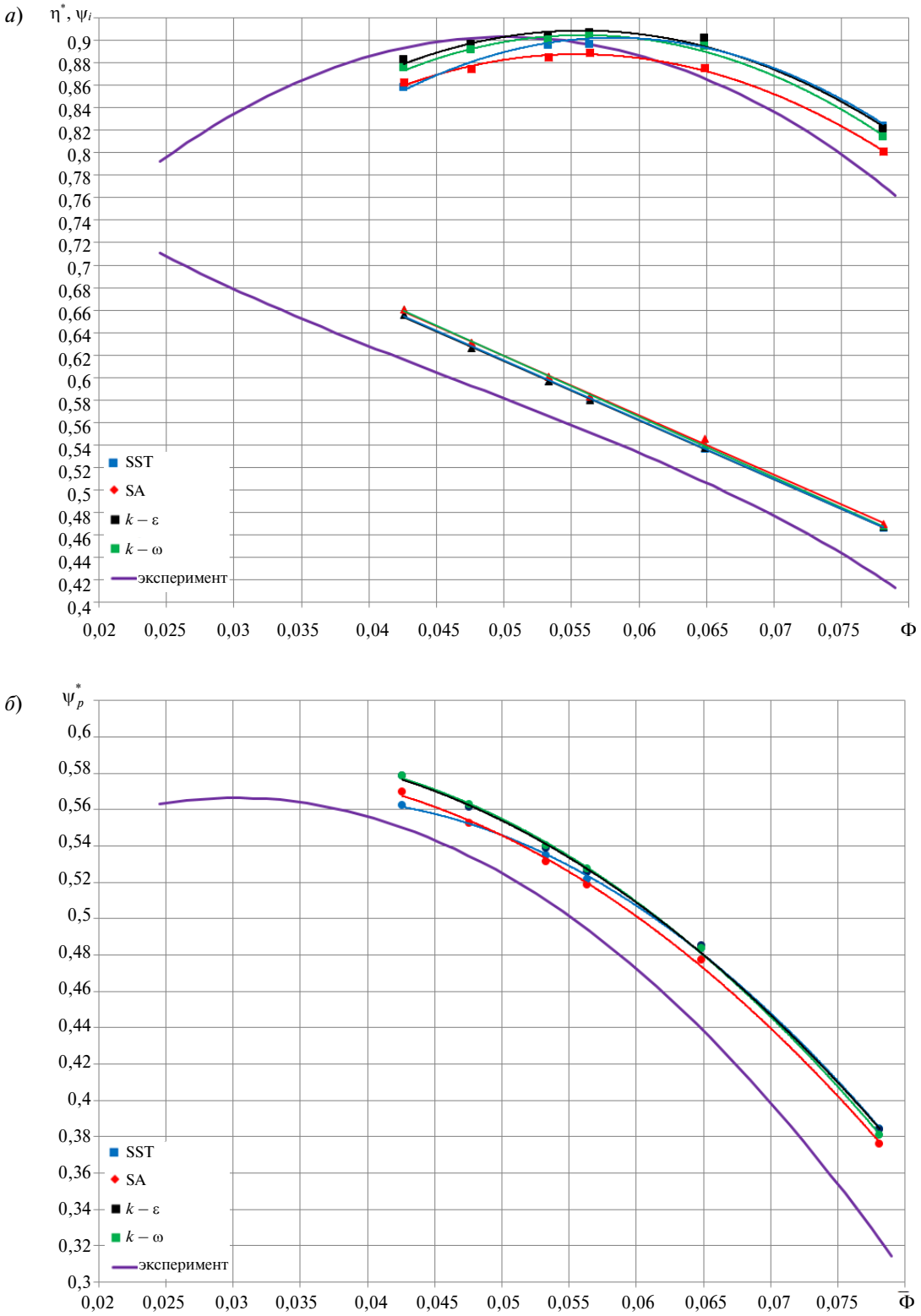


Рис. 13. Рассчитанные и измеренные характеристики модели компрессора 32 МВт. Интерфейс «Stage». Влияние моделей турбулентности

Fig. 13. Calculated and measured characteristics of the 32 MW compressor model. The interface is «Stage». The influence of turbulence models

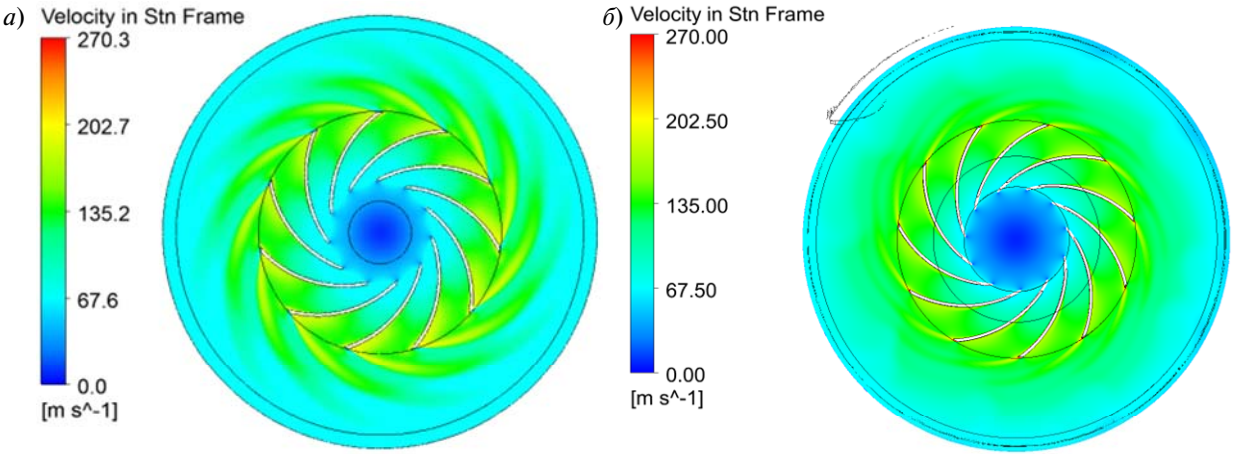


Рис. 14. Поле абсолютной скорости: *а*) «Frozen Rotor»; *б*) «Transient Rotor-Stator» (расчет нестационарного течения)
Fig. 14. Fields of absolute flow velocity: *а*) «Frozen Rotor»; *б*) «Transient Rotor-Stator» (calculation of unsteady flow)

Расчет течения и характеристик модели компрессора 32 МВт выполнен с прямым моделированием течения в подвижных и неподвижных элементах – при интерфейсе «Transient Rotor Stator». Расчет для сетки с 10 177 900 ячейками, модель турбулентности SST.

При интерфейсе «Stage» поток осредняется по окружности, что исключает учет влияния нестационарности и исключает процесс смешения «след – струя». При интерфейсах «Frozen Rotor» и «Transient Rotor Stator» течение по схеме «след – струя» рассчитывается, но течение выглядит по-разному (рис. 14).

В случае использования интерфейса «Frozen Rotor» при пересчете параметров на границе из вращающейся системы координат в неподвижную выходящие из колеса «струи – следы» останавливаются. Течение в диффузоре – стационарное. На самом деле струи и следы вращаются вместе с колесом, что правильно моделируется при интерфейсе «Transient Rotor-Stator». При расчете нестационарного течения процесс смешения происходит быстрее. Это ближе к результатам экспериментов [23].

Газодинамические характеристики показаны на рис. 15.

Наиболее впечатляет то, что характеристики рассчитаны во всем диапазоне расходов, в котором фактически работает компрессор. Это следует признать очень важным достижением. Моделирование характеристики КПД при нестационарном расчете можно признать удовлетворительным. Парадоксально, но моделирование напорной характеристики получился хуже, чем при наиболее упрощенном моделировании с интерфейсом «Stage».

Учет движения газа в зазоре между покрывающим диском и корпусом. Трение поверхности диска о газ в зазоре и дросселирование (преобразование в тепло механической энергии давления) газа, вытекающего из лабиринтного уплотнения, приводят к снижению КПД. Подробное CFD-исследование с анализом специфики течения и расчетом потерь напора (щелевые потери) в этом элементе ступени предпринято автором работы [29].

Для оценки влияния зазора и целесообразности его учета при расчетах газодинамических характеристик геометрическая модель дополнена участком, описывающим зазор. Размеры рабочего колеса и зазора показаны на рис. 16.

Расчетная сетка зазора и уплотнения состоит из ~ 7600 000 ячеек. Расчеты проводилось с интерфейсом «Stage», модель турбулентности – SST, течение стационарное. Газодинамические характеристики представлены на рис. 17.

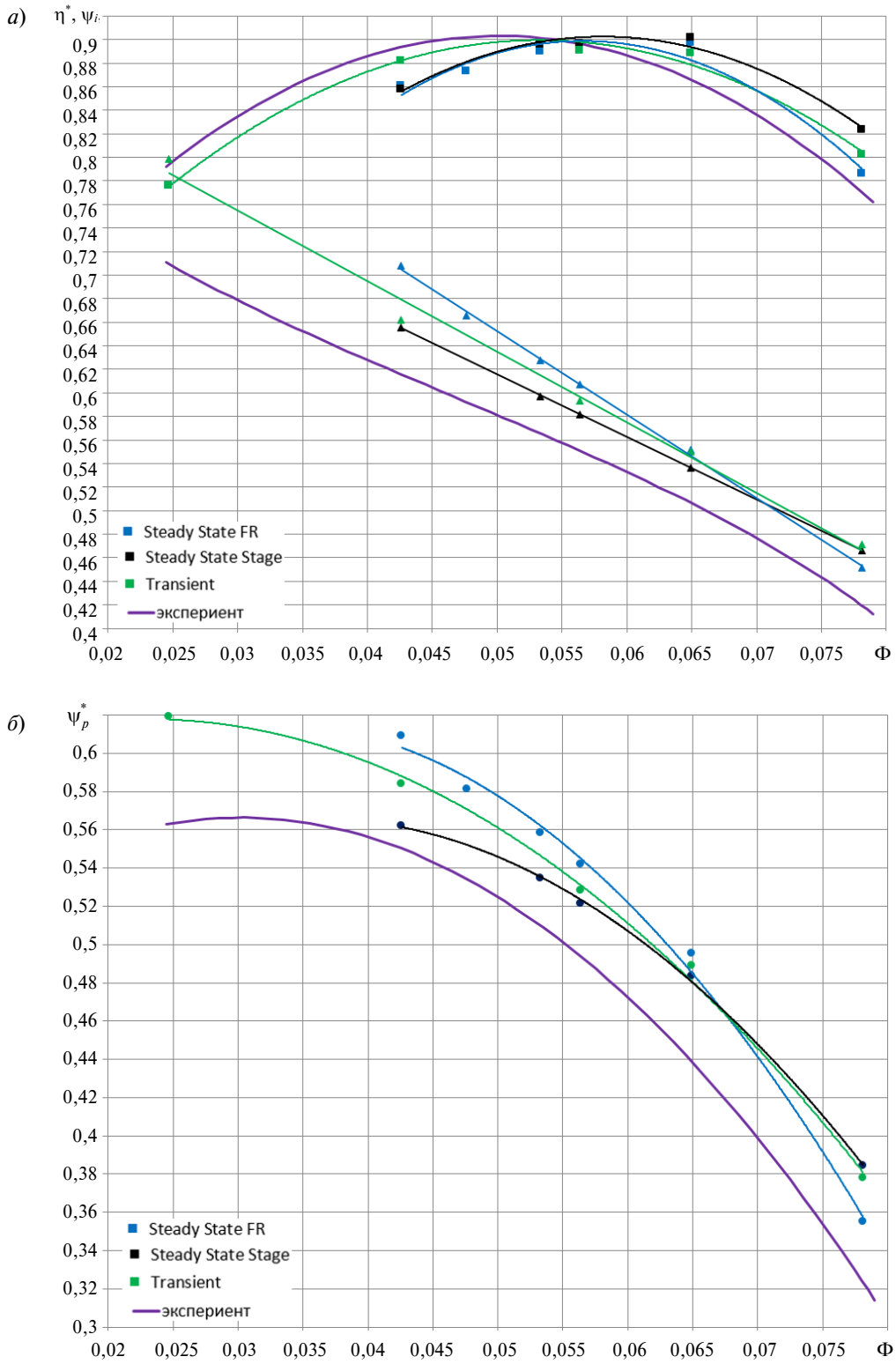


Рис. 15. Сравнение характеристик модели компрессора 32 МВт
при расчете стационарного и нестационарного течения

Fig. 15. Comparison of the characteristics of the 32 MW compressor model, calculated
for the steady and unsteady flow

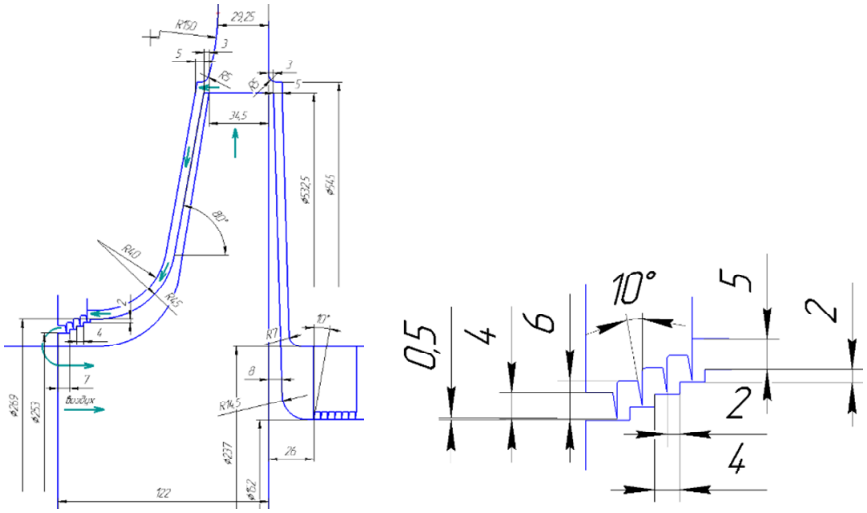


Рис. 16. Размеры рабочего колеса и зазора между покрывающим диском и корпусом модели компрессора 32 МВт
Fig. 16. Dimensions of the impeller and gap between the body and the shroud of the impeller of the 32 MW compressor model

CFD-расчет продемонстрировал закономерное увеличение коэффициента напора. Понятно, что рассчитанный при учете зазора коэффициент внутреннего напора больше коэффициента теоретического напора при расчете без учета зазора (см. формулу (6)); разница больше при малых расходах, как и должно быть. Заметно небольшое негативное влияние на коэффициент политропного напора. Снижение КПД при учете течения в зазоре больше, чем увеличение внутреннего напора. Это косвенное свидетельство негативного влияния потока протечек в лабиринтном уплотнении на основной поток.

Снижение КПД заметнее при больших расходах. По одномерной теории должно быть наоборот. Так как коэффициенты щелевых потерь $\beta_{тр}$ и $\beta_{пр}$ обратно пропорциональны Ф, то по уравнению (6) различие в КПД должно увеличиваться. Есть еще одно явление, которое может влиять на потери напора. На рис. 16 стрелкой показано, как вытекающий из уплотнения газ возвращается на всасывание рабочего колеса. Смешение с основным потоком может вызывать некоторые дополнительные потери. Но маловероятно, что эти потери растут с увеличением расхода. Следует учесть рост температуры газа на входе в рабочее колесо из-за высокой температуры потока протечек. Это уменьшает повышение давления и снижает политропный напор. В целом учет течения в зазоре демонстрирует закономерное изменение характеристик.

Заключение

Авторы имеют продолжительный опыт применения CFD-расчетов применительно к центробежным компрессорам. Моделирование характеристик неподвижных элементов проточной части дает полезные практические результаты. Моделирование же характеристик компрессоров и ступеней пока не дало результатов, соответствующих возможности их применения в проектной практике. Приведенные выше результаты расчетов показывают картину течения, соответствующую теоретическим представлениям и экспериментальным данным. В прошлом иногда результаты расчетов противоречили реальному характеру течения. Прогресс безусловно присутствует. Два не преодоленных недостатка моделирования:

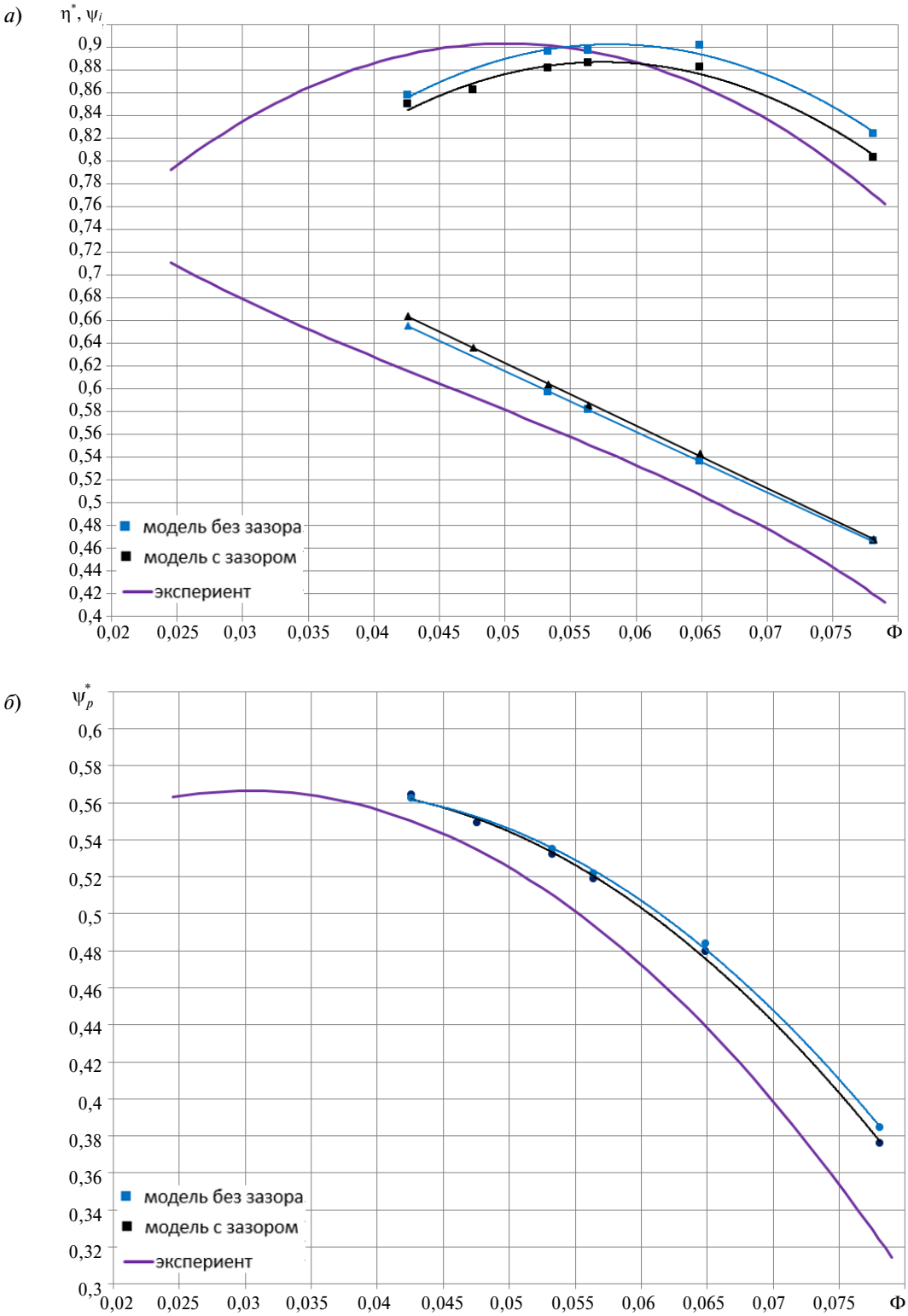


Рис. 17. Сравнение характеристик модели компрессора 32 МВт, рассчитанных с учетом и без учета щелевых потерь

Fig. 17. Comparison of the characteristics of the 32 MW compressor model, calculated with and without labyrinth seal leakage and friction

подведенная к газу рабочим колесом механическая работа по расчету получается больше измеренной;

рассчитанные характеристики смещены в область больших расходов.

Второй недостаток связан с первым. По расчету нагрузка лопаток – разность давлений на лопатках – больше реальной нагрузки. Но чем больше нагрузка лопаток – тем больший расход соответствует оптимальному режиму обтекания. Это имеет простое объяснение и многократно проверено экспериментально. То есть, если научиться корректно рассчитывать напорную характеристику, то и характеристика КПД приблизится к действительной.

Сделанное авторами сравнение разных способов расчета показало, что надо отказываться от упрощенного моделирования. Возможности вычислительной техники растут. Расчет нестационарного течения оправдан не только для рассмотренной ступени с неосесимметричной улиткой, но и для ступней промежуточного типа с осесимметричной проточной частью.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-08-00624 А.

Расчеты проводились с использованием суперкомпьютерного центра «Политехнический» СПбПУ.

Приложение

Условные обозначения: c_u – окружная составляющая скорости; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; D – диаметр; $F_л$ – площадь лопатки; k – показатель изоэнтропы; $M_{рк}$ – момент аэродинамических сил на лопатках рабочего колеса; M_u – условное число Маха; $\bar{m}$ – массовый расход; N_i – мощность, передаваемая газу рабочими колесами (внутренняя); p – давление; R – газовая постоянная; T – температура; u – окружная скорость; z – число лопаток; ω – угловая скорость ротора; $\beta_л$ – угол между касательной к средней линии лопатки рабочего колеса и обратным окружным направлением; $\beta_{пр}$ – коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении; $\beta_{тр}$ – коэффициент дискового трения; Φ – условный коэффициент расхода; η – коэффициент полезного действия; $\psi_т$ – коэффициент теоретического напора; ψ_i – коэффициент внутреннего напора; ψ_p – коэффициент политропного напора.

Подстрочные индексы: 0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; з – задняя поверхность лопатки; к – конечное; н – начальное; п – передняя поверхность лопатки; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу); опт – оптимальный; u – проекция скорости на окружное направление; max – максимальный.

Надстрочные индексы: * – относится к полным параметрам (параметры торможения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Kosprdova J., Oldřich J.** The development of centrifugal turbo compressor stage using CFD // The 20th international conference on hydraulics and pneumatics, Prague, September 29 – October 1. 2008.

2. **Lurie E.A., Van Slooten P.R., Medic G., Mulugeta J.M., Holley B.M., Feng J., Sharma O.** Design of a high efficiency compact centrifugal compressor for rotorcraft applications // American helicopter society 67th Annual Forum. Virginia Beach. May 3–5. 2011.

3. **Marechale R., Ji M., Cave M.** Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performances // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: turbine technical conference and exposition June 15–19, 2015, Montréal, Canada.

4. **Meduri U.K., Selvam K., Nawrocki G.** CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: turbine technical conference and exposition June 15–19, 2015, Montréal, Canada.

5. **Monjea B., Sáncheza D., Savillb M., Pilidisb P., Sáncheza T.** Design strategy for supercritical CO2 compressors // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine technical conference and exposition. June 16–20, 2014. Düsseldorf, Germany.

6. **Prasad V.V., Kumar M.L., Reddy B.M.** Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD // Science insights: an international journal. 2011. №1 (1). P. 6–10.

7. **Puzyrewski R., Galerkin Y.B., Flaszynski P.** Direct and inverse numerical calculation for the tested

centrifugal impeller // XI Internationale tagung «Forschung praxis und didaktik im modernen maschinenbau». Stralsund, Germany, 2001. 17–19 Oktober. S. 41–48

8. **Robinson C., Casey M., Hutchinson B., Steed R.** Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012. June 11–15, 2012, Copenhagen, Denmark.

9. **Sorokes J.M.** The Application of 3-D CFD in the design of Industrial radial compressor impellers // Scientific bulletin of Lodz technical university. Turbomachinery. Lodz, Poland. 1995.

10. **Sorokes J.M., Hutchinson B.R.** The practical application of CFD in the design of industrial centrifugal compressors // Challenges and goals in pipeline compressors. PID. 2000. Vol. 5.

11. **Startsev A., Fokin Yu., Steshakov Eu.** CFD-design and analysis of a compact single-spool compressor for a heavy transport helicopter's powerplant // 29th congress of the international council of the aeronautical sciences. St. Petersburg, Russia, 2014. [Электр. ресурс]. URL: http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (дата обращения: 18.07.2018).

12. **Григорьев А.В., Соловьева А.В., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф.** Вопросы аэродинамического проектирования сверхзвуковых центробежных компрессорных ступеней // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. С. 21–27.

13. **Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Особенности моделирования газодинамических характеристик высоконапорных центробежных ступеней // Климовские чтения. Перспективные направления авиадвигателя строения. СПб., 2013. С. 45–55.

14. **Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K.** Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages // International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology. Paris 2015 Conference. 2015. Vol. 9. No. 01. № 216.

15. **Войнов И.Б., Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.** Опыт оптимизации проточной части сверхзвукового циклового центробежного компрессора // Международная научная конференция «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства». Омск, 2018. С. 96–97

16. **Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадяка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М.** Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 3. С. 12–18.

17. **Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.** Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 8. С. 19–24.

18. **Galerkin Y.** Gas dynamic designs of centrifugal compressors for gas industry. [Electronic] // ASME 2015 Gas Turbine India Conference. Hyderabad. 2015.

19. **Guidotti E.** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesys – Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.

20. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние. Монография. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. 327 с.

21. **Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В.** Разработка «виртуальных» модельных ступеней с помощью программ 5-го поколения Метода универсального моделирования // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2011. № 4. С. 241–248.

22. **Солдатова К.В.** Усовершенствование программ Метода универсального моделирования и создание семейства модельных ступеней по результатам испытаний высокоэффективных центробежных компрессоров промышленного назначения // Труды шестого всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и инновации в технических университетах». СПб., 2012. С. 4–5.

23. **Galerkin Y.B., Soldatova K.V.** The application of the Universal Modeling Method to development of centrifugal compressor model stages // Conference «Compressors and their Systems». London. 2013. P. 477–487.

24. **Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б.** Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.

25. **Галеркин Ю.Б.** Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во КХТ, 2010. 650 с.

26. **Мельников В., Прокусов А** Использование программного комплекса FlowVision при расчете элементов проточной части турбокомпрессоров в ОАО «СКБТ». // САПР и графика. 2005. № 4. С. 92–96.

27. **Kryłłowicz W. Kozanecki Z. Kabalyk K.** Technical and aerodynamical aspects of a high pressure syn-

thesis gas turbocompressor modernization. Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden.

28. **Дроздов А.А.** Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами : Дис. ... канд. техн. наук / СПбПУ. 2016. 236 с.

29. **Galerkin Y., Voinov I., Drozdov A.** Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine/Turbo and ANSYS CFX programs // Conference «Compressors and their Systems». London. 2017. URL: http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012044

30. **Солдатова К.В.** Анализ движения газа в зазоре «покрывающий диск-корпус» центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию: Дис. ... канд. техн. наук / СПбГПУ, 2007. 180 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БОРОВКОВ Алексей Иванович – *кандидат технических наук проректор по перспективным проектам Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru

ВОЙНОВ Игорь Борисович – *начальник отдела Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: voinov@compmechlab.com

НИКИТИН Максим Антонович – *инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: niktin@compmechlab.com

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович – *доктор технических наук заведующий научно-исследовательской лабораторией «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru

РЕКСТИН Алексей Феликсович – *кандидат технических наук зам. зав. НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: rekstin2k7@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович – *кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: A_drozdi@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 16.07.2018

REFERENCES

[1] **Kosprdova J., Oldřich J.** The development of centrifugal turbo compressor stage using CFD. *The 20th international conference on hydraulics and pneumatics*, Prague, September 29 – October 1. 2008.

[2] **Lurie E.A., Van Slooten P.R., Medic G., Mulugeta J.M., Holley B.M., Feng J., Sharma O.** Design of a high efficiency compact centrifugal compressor for rotorcraft applications. *American helicopter society 67th Annual Forum*. Virginia Beach. May 3–5. 2011.

[3] **Marechale R., Ji M., Cave M.** Cave Experimental and numerical investigation of labyrinth seal clearance impact on centrifugal impeller performances. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: turbine technical conference and exposition*. June 15–19, 2015. Montréal, Canada.

[4] **Meduri U.K., Selvam K., Nawrocki G.** CFD analysis of centrifugal compressor stage range extension using internal flow recirculation. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: turbine technical conference and exposition*. June 15–19, 2015. Montréal, Canada.

[5] **Monjea B., Sáncheza D., Savillb M., Pilidisb P., Sáncheza T.** Design strategy for supercritical CO2 compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine technical conference and exposition*. June 16–20, 2014. Düsseldorf, Germany.

[6] **Prasad V.V., Kumar M.L., Reddy B.M.** Centrifugal compressor fluid flow analysis using CFD. *Science insights: an international journal*. 2011. №1 (1). P. 6–10.

[7] **Puzyrewski R., Galerkin Y.B., Flaszynski P.** Direct and inverse numerical calculation for the tested centrifugal impeller. *XI Internationale tagung «Forschung praxis und didaktik im modernen maschinenbau». Stralsund, Germany*. 2001. 17–19 Oktober. S. 41–48

[8] **Robinson C., Casey M., Hutchinson B., Steed R.** Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo* 2012. June 11–15, 2012. Copenhagen, Denmark.

[9] **Sorokes J.M.** The Application of 3-D CFD in the design of Industrial radial compressor impellers. *Scientific bulletin of Lodz technical university. Turbomachinery*. Lodz, Poland. 1995.

[10] **Sorokes J.M., Hutchinson B.R.** The practical application of CFD in the design of industrial centrifugal compressors. *Challenges and goals in pipeline compressors*. PID. 2000. Vol. 5.

[11] **Startsev A., Fokin Yu., Steshakov Eu.** CFD-design and analysis of a compact single-spool compressor for a heavy transport helicopter's powerplant. *29th congress of the international council of the aeronautical sciences*. St. Petersburg, Russia, 2014. [Elektr. resurs. pecypc]. URL: http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/papers/2014_0928_paper.pdf (data obrashcheniya 18.07.2018).

[12] **Grigoryev A.V., Solovyeva A.V., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F.** Voprosy aerodinamicheskogo proyektirovaniya sverkhzvukovykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 6. S. 21–27. (rus.)

[13] **Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornykh tsentrobezhnykh stupeney. *Klimovskiye chteniya. Perspektivnyye napravleniya aviadvigatelya stroyeniya*. SPb., 2013. S. 45–55. (rus.)

[14] **Galerkin Y., Rekstin A., Soldatova K.** Aerodynamic designing of supersonic centrifugal compressor stages. *International Conference on Numerical Methods in Industrial Processes. World Academy of science, engineering and technology*. Paris 2015 Conference. 2015. Vol. 9. No. 01. № 216.

[15] **Voynov I.B., Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Drozdov A.A.** Opyt optimizatsii protochnoy chasti sverkhzvukovogo tsiklovogo tsentrobezhnogo kompressora. *Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya «Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva»*. Omsk, 2018. S. 96–97. (rus.)

[16] **Smirnov A.V., Panenko V.G., Gadyaka V.G., Parafeynik V.P., Borodenko A.M.** Novaya konstruktsiya vysokoeffektivnogo tsentrobezhnogo kompressora dlya agregata GPA-Ts-32/76-1,35 lineynykh kompressornykh stantsiy magistralnykh gazoprovodov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 3. S. 12–18. (rus.)

[17] **Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A.** Vysokoeffektivnyy odnostupenchatyy polnonapornyy kompressor GPA (gazodinamicheskiy proyekt, rezultat modelnykh ispytaniy). *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 8. S. 19–24. (rus.)

[18] **Galerkin Y.** Gas dynamic designs of centrifugal compressors for gas industry. [Electronic]. *ASME 2015 Gas Turbine India Conference*. Hyderabad, 2015.

[19] **Guidotti E.** Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing : Ph.D. thesys Università degli Studi di Bologna, 2014. 100 p.

[20] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Modelirovaniye rabochego protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, sovremennoye sostoyaniye. Monografiya. *Izdatelstvo Politekhnicheskogo universiteta*, 2011. 327 s.

[21] **Galerkin Yu.B., Soldatova K.V.** Razrabotka «virtualnykh» modelnykh stupeney s pomoshchyu programm 5-go pokoleniya Metoda universalnogo modelirovaniya. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2011. № 4. S. 241–248.

[22] **Soldatova K.V.** Usovershenstvovaniye programm Metoda universalnogo modelirovaniya i sozdaniye semeystva modelnykh stupeney po rezultatam ispytaniy vysokoeffektivnykh tsentrobezhnykh kompressorov promyshlennogo naznacheniya. *Trudy shestogo vserossiyskogo foruma studentov, aspirantov i molodykh uchenykh «Nauka i innovatsii v tekhnicheskikh universitetakh»*. Sankt-Peterburg, 2012. S. 4–5. (rus.)

[23] **Galerkin Y.B., Soldatova K.V.** The application of the Universal Modeling Method to development of centrifugal compressor model stages. *Conference «Compressors and their Systems»*. London. 2013. P. 477–487.

[24] **Seleznev K.P., Galerkin Yu.B.** Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982. 271 s. (rus.)

[25] **Galerkin Yu.B.** Turbokompressory. SPb.: Izd-vo KKhT, 2010. 650 s. (rus.)

[26] **Melnikov V., Prokusov A.** Ispolzovaniye programmnogo kompleksa FlowVision pri raschete elementov protochnoy chasti turbokompressorov v OAO «SKBT». *SAPR i grafika*. 2005. № 4. S. 92–96. (rus.)

[27] **Kryłłowicz W., Kozanecki Z., Kabalyk K.** Technical and aerodynamical aspects of a high pressure synthesis gas turbocompressor modernization. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery*

Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12. April 3–7, 2017; Stockholm, Sweden.

[28] **Drozdov A.A.** Metod proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov s oseradialnymi rabochimi kolesami : Dis... kand. tekhn. Nauk / SPbPU, 2016. 236 s. (rus.)

[29] **Galerkin Y., Voinov I., Drozdov A.** Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine/Turbo and ANSYS CFX programs. *Conference «Compressors and their Systems»*. London. 2017. URL: http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012046. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012044 (rus.)

[30] **Soldatova K.V.** Analiz dvizheniya gaza v zazore «pokryvayushchiy disk-korpus» tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni chislennymi metodami i rekomendatsii po proyektirovaniyu: Dis...kand. tekhn. nauk / SPbGPU. 2007. 180 s. (rus.)

THE AUTHORS

BOROVKOV Aleksei I. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: ViceRector.AP@spbstu.ru
VOYNOV Igor B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: voinov@compmechlab.com
NIKITIN Maksim A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: niktin@compmechlab.com
GALERKIN Yurii B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: galerkin@pef.spbstu.ru
REKSTIN Aleksandr F. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: rekstin2k7@mail.ru
DROZDOV Aleksandr A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: A_drozdi@mail.ru

Received: 16.07.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240314
УДК 669.15-194.55: 669.15-194.56

Л.В. Разумова[1], А.Н. Ромашкин[2], Э.Ю. Колпишон[2], О.В. Толочко[1], В.А. Дуб[2]

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
2 – Научно-производственное объединение «Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения», г. Москва, Россия

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК НАНОЧАСТИЦ ГЕКСАБОРИДА ЛАНТАНА НА ЛИТУЮ СТРУКТУРУ ВЫСОКОХРОМИСТЫХ СТАЛЕЙ АУСТЕНИТНОГО И МАРТЕНСИТНОГО КЛАССОВ, РАСКИСЛЕННЫХ АЛЮМИНИЕМ И КРЕМНИЕМ

В работе представлены результаты исследования возможности применения наночастиц гексаборида лантана в качестве модификатора высокохромистых сталей аустенитного и мартенситного классов (на примере 08Х18Н12 и 10Х9МФБ) с целью измельчения литой структуры и изменения характера неметаллической фазы. Выплавка образцов проводилась в печи Таманна. Методами оптической микроскопии, рентгеновского микроспектрального анализа были исследованы химический состав, макро- и микроструктура полученных слитков, проведен анализ неметаллических включений. Было установлено, что введение наночастиц гексаборида лантана приводит к измельчению дендритной структуры сталей обоих классов. Добавление гексаборида лантана может быть эффективным способом введения бора в высокохромистые стали, в том числе азотосодержащие. Показано, что введение бора в виде гексаборида лантана предотвращает образование третичных нитридов бора, располагающихся по границам дендритов.

Ключевые слова: гексаборид лантана, высокохромистая сталь, аустенитная сталь, мартенситная сталь, модифицирование.

Ссылка при цитировании:
Л.В. Разумова, А.Н. Ромашкин, Э.Ю. Колпишон, О.В. Толочко, В.А. Дуб. Влияние добавок наночастиц гексаборида лантана на литую структуру высокохромистых сталей аустенитного и мартенситного классов, раскисленных алюминием и кремнием // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 176–187. DOI: 10.18721/JEST.240314.

L.V. Razumova[1], A.N. Romashkin[2], E.Y. Kolpishon[2], O.V. Tolochko[1], V.A. Dub[2]

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
2 – RPA «CNIITMash», Moscow, Russia

EFFECT OF ADDITIONS OF LANTHANUM HEXABORIDE NANOPARTICLES ON THE CAST STRUCTURE OF HIGH-CHROMIUM STEELS OF AUSTENITE AND MARTENSITIC CLASSES, DEOXIDIZED WITH ALUMINUM AND SILICON

The paper presents the results of a study of the possibility of using lanthanum hexaboride nanoparticles as a modifier of high-chromium austenite and martensitic steels for the purpose of obtaining the finer cast structure and changing the nature of the nonmetallic phase. The samples were melted in a Tamann furnace.

Optical microscopy and X-ray microspectral analysis were used to study the chemical composition, macro- and microstructure of the obtained ingots, and to analyze non-metallic inclusions. It was found that the introduction of nanoparticles of lanthanum hexaboride leads to obtaining of the finer dendritic structure of steels of both classes. The addition of lanthanum hexaboride can be an efficient way of introducing boron into high-chromium steels, including nitrogen-containing ones. It was shown, that the introduction of boron in the form of lanthanum hexaboride prevents the formation of tertiary boron nitrides located along the boundaries of the dendrites.

Keywords: lanthanum hexaboride, high-chromium steel, austenitic steel, martensitic steel, modification.

Citation:
L.V. Razumova, A.N. Romashkin, E.Y. Kolpishon, O.V. Tolochko, V.A. Dub, Dub Effect of additions of lanthanum hexaboride nanoparticles on the cast structure of high-chromium steels of austenite and martensitic classes, deoxidized with aluminum and silicon, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 176–187, DOI: 10.18721/JEST.240314.

Введение

Высокохромистые стали широко применяются в качестве коррозионностойкого, жаропрочного, а при легировании азотом – высокопрочного материала для ответственных конструкций [1]. Мартенситные и аустенитные высокохромистые стали используются для изготовления роторов, корпусных деталей паровых турбин, трубопроводов для пара суперсверхкритических параметров. Высокопрочные стали, содержащие более 14 масс.% хрома и 0,3 масс.% азота, предназначены для изготовления криогенного оборудования, бандажных колец, броневого, корпусного и автолиста. Однако для всех композиций высокохромистых сталей актуальна проблема крупного зерна, не только препятствующего ультразвуковому контролю, но и снижающего механические свойства. При этом в аустенитных сталях конечный размер зерна связан с размером литого зерна из-за отсутствия фазовых превращений, а в мартенситных – со структурной наследственностью при прямых и обратных мартенситных превращениях [2, 3]. Поэтому для сталей аустенитного и мартенситного классов, обладающих высокой степенью структурной наследственности, очень важно модифицирование, обеспечивающее измельчение литого зерна – дендритов, в частности модифицирование редкоземельными металлами.

Модифицирование редкоземельными металлами исследуется достаточно широко [4–13] и открывает большие возможности в улучшении структуры и свойств стали. Указанные исследования модифицирования сталей демонстрируют положительные результаты в повышении физико-механических и эксплуатационных свойств широкого сортамента сталей и сплавов, в том числе за счет измельчения структуры литых заготовок. Особый интерес вызывает модифицирование сталей соединениями бора и лантана, но в настоящее время влияние добавления соединений бора с лантаном исследовано мало. Предварительные расчеты показали, что добавка 0,05 масс.% бора снижает поверхностное натяжение стали с 1400 до 1200 мДж/см^2, а дальнейшее увеличение присадки не влияет на эту величину. Присадка 0,1 масс.% La снижает поверхностное натяжение с 1600 до 1350 мДж/см^2, а 0,5 масс.% La – до 1150 мДж/см^2. Поэтому такое соединение, как гексаборид лантана, должно быть достаточно сильным модификатором первого рода уже при введении 0,15 масс.% вещества. Целью нашего исследования было изучение возможности применения в качестве модификатора наночастиц гексаборида лантана для измельчения литой структуры и изменения характера неметаллической фазы стали аустенитного и мартенситного классов.

Методика исследований

В качестве исходных материалов была использована подготовленная Институтом металлургии и машиностроения АО «НПО ЦНИИТМаш» шихта высокохромистых сталей 08Х18Н12 и 10Х9МФБ, химический состав которой представлен в табл. 1.

Для модифицирования использовали таблетки, содержащие порошок гексаборида лантана (LaB_6) с размером частиц около 100 нм и микронный порошок карбонильного железа. Для обеспечения равномерного распределения легирующих элементов (лантана и бора) из смеси порошков методом одноосного прессования были изготовлены компактные таблетки диаметром 12 мм и высотой 6–8 мм. Определение концентрации гексаборида лантана в лигатурах проведено из расчета массы темплета (400 г) и требуемой концентрации бора (0,05 и 0,1 масс.%). Также учитывалась плотность получаемых таблеток: для полного погружения в расплав плотность таблеток должна быть больше плотности жидкой стали, следовательно, концентрация LaB_6 имеющего плотность 4,7 г/см^3 не должна превышать 13 масс.% от общей массы лигатуры.

Выплавку экспериментальных образцов проводили в корундовых тиглях объёмом 80 мл в печи Таманна. После расплавления шихты исследуемого состава массой около 400 г с добавками раскислителей и достижения температуры 1600 °С в металл на алундовой трубке присаживались навески модификатора. После десяти минутной выдержки печь выключалась, металл в тигле затвердевал. Таким образом получено 6 слитков (по 3 на каждый тип стали) с расчетным содержанием бора 0 масс.% (образцы А0 и М0), 0,05 масс.% (образцы А1 и М1) и 0,1 масс.% (образцы А3 и М3). Затем слитки разрезались на образцы с помощью настольного абразивного отрезного станка Buehler с абразивным диском Buehler H-R/Al_2O для исследования макро- и микроструктуры, химического анализа, анализа неметаллических включений. Из полученных образцов изготовлены поперечные и продольные шлифы на станке Buehler Phoenix 4000. Химический состав сталей был определен с помощью оптического эмиссионного спектрометра Spectromax фирмы Spectro (анализ проводили в соответствии с ГОСТ 18895-97 «Сталь. Метод фотоэлектронного спектрально анализа»). Содержание кислорода в сталях было определено на приборе LECO TC-436 (США) методом восстановительного плавления образцов в токе гелия. Количественный и качественный анализы неметаллических включений и структурных составляющих был проведен на моторизованном оптическом микроскопе Axiovert 200 MAT, оснащенном анализатором изображений Thixomet [14]. Проводилось построение панорамного изображения необходимой площади при различном увеличении. Для определения величины зерна анализ производился по ГОСТ 5639-82. Неметаллические включения в образцах анализировались по ASTM E1245. Более подробный качественный анализ неметаллических включений был проведен методом микрорентгеноспектрального анализа (МРСА) с использованием сканирующего электронного микроскопа Mira 3 Tescan (приставка Oxford INCA Wave 500).

Результаты и их обсуждение

В табл. 1 представлены результаты химического анализа выплавленных слитков аустенитной и мартенситной сталей

При сравнении химического состава образцов мартенситной стали с шихтой, из которой она выплавлялась, заметно значительное увеличение содержания углерода, что, скорее всего, связано с тем, что атмосфера печи насыщена окисью углерода CO. Присадка гексаборида лантана 0,05 масс.% по бору определила содержание бора – 0,018 масс.% (усвоение – 36 %), а присадка 0,1 масс.% бора привела к содержанию 0,043 масс.% бора (усвоение – 43 %). Присадка гексаборида лантана в

аустенитную сталь из расчёта на 0,05 масс.% бора увеличила содержание B до 0,015 масс.% (усвоение – 30 %), а присадка 0,1 масс.% бора увеличивает содержание бора до 0,047 масс.% (усвоение – 47 %), что говорит о хорошей усвояемости бора из гексаборида лантана как в мартенситной, так и в аустенитной стали. Следует обратить внимание на большую разницу по содержанию азота в мартенситной и аустенитной сталях и высокое содержание алюминия, кремния, ниобия и ванадия в обеих сталях, обеспечивающих низкую активность кислорода и азота.

Вне зависимости от состава стали и величины присадки исследуемого модификатора химический анализ показал практически полное отсутствие лантана. Плохое усвоение лантана, возможно, связано с высокой степенью дисперсности порошка LaB_6. Отсутствие лантана и включений на его основе особенно интересно, поскольку одним из наиболее важных недостатков РЗМ как модификаторов и десульфураторов является образование невсплывающих продуктов взаимодействия с кислородом и серой, которые в значительной степени загрязняют сталь. Содержание серы в исходной шихте не превышает 0,005 масс.%, растворённого кислорода – 0,002 масс.%. Но за счёт контакта с атмосферой печи неравновесное содержание кислорода на поверхности металлической ванны может достигать 0,03–0,05 масс.%. Содержание кислорода в металле слитков, не модифицированных гексаборидом, находится в интервале 0,0005–0,005 масс.% (по результатам расчётов, основанных на данных количественного анализа неметаллических включений).

.

Таблица 1

Состав шихты и результаты химического анализа выплавленных слитков

Table 1

Chemical composition of the initial steels and the samples

Исследуемые стали	C, %	Cr, %	Ni, %	Mn, %	Si, %	S, %	P, %	B, %	La, %	Mo, %	Nb, %	V, %	N, %	Al, %
Мартенситная сталь														
Шихта	0,09	9,3	0	0,41	–	0,005	0,005	–	–	0	0	0	0,044	0,03
При расчетном содержании бора 0 %	0,169	9,05	0,023	0,308	0,168	0,0065	0,006	0,0009	0	0,87	0,157	0,2	0,044	0,042
При расчетном содержании бора 0,05 %, лантана 0,1 %	0,132	8,67	0,214	0,257	0,269	0,008	0,0083	0,018	0,0016	0,87	0,147	0,204	0,042	0,061
При расчетном содержании бора 0,1 % лантана 0,2 %	0,147	8,74	0,023	0,267	0,276	0,0086	0,0087	0,043	0,0022	0,92	0,15	0,192		0,045
Аустенитная сталь														
Шихта	0,07	19,5	11,5	1,1	–	0,005	0,005	–	–	0,93	0,13	0,22	0,044	0,044
При расчетном содержании бора 0 %	0,058	17,27	12,02	1,16	0,423	0,0068	0,0079	0,0011	0,0026	0,089	0,03	0,02	0,26	0,063
При расчетном содержании бора 0,05 % лантана 0,1 %	0,076	16,76	11,76	1,13	0,433	0,0072	0,0083	0,015	0,0025	0,084	0,031	0,018	0,28	0,086
При расчетном содержании бора 0,1 % лантана 0,2 %	0,083	16,76	11,82	1,01	0,55	0,008	0,0079	0,047	0,0025	0,368	0,03	0,019	0,24	0,1

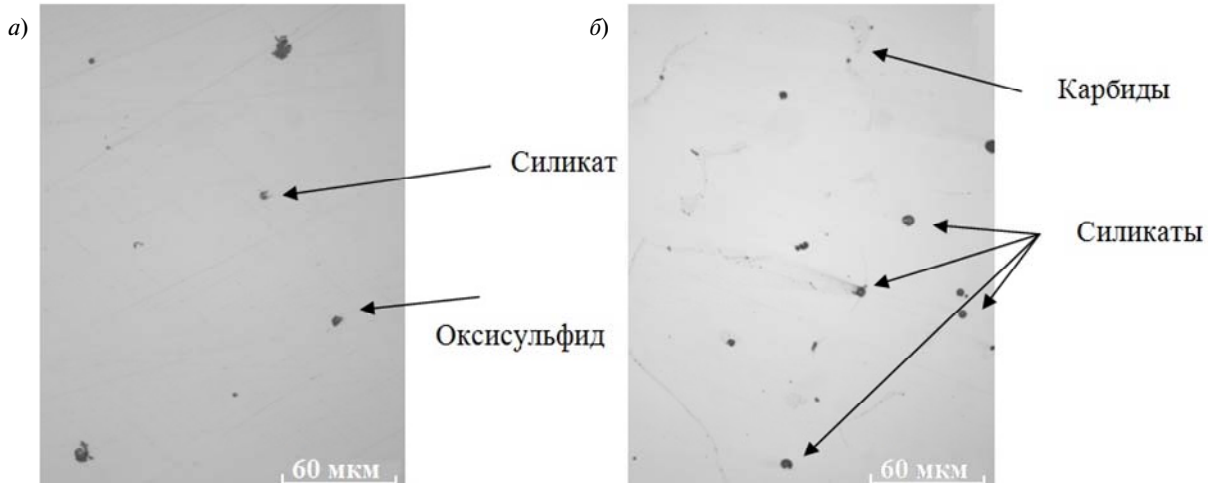


Рис. 1. Вид неметаллических включений в аустенитной стали с расчетным содержанием бора 0,05 (*а*) и 0,1 (*б*) масс.%

Fig. 1. The image of nonmetallic inclusions in austenitic steel with a calculated boron content of 0,05 (*а*) and 0,1 (*б*) %

Таблица 2

Результаты количественного исследования неметаллических включений в образцах

Table 2

Results of quantitative studies of nonmetallic inclusions in samples.

Образец	Объёмная доля НВ, VV, % // Относит. точность, %	Число НВ, NA, 1/мм^2// Относит. точность, %	Число пересечений НВ, NL, 1/мм// Относит. точность, %	Длина включений, L, мкм// Относит. точность, %	Площадь включений, A, мкм^2// Относит. точность, %	Расстояние между НВ, мкм// Относит. точность, %	Средний диаметр по Ферету, мкм// Относит. точность, %	Макс. диаметр по Ферету, мкм// Относит. точность, %
A0	0,083//9	113,1//5	0,31//6	2,74//3	7,34//8	3596//6	2,80//3	3,33//3
A1	0,107//5	192,4//5	0,461//4	2,48//3	5,82//5	2268//4	2,55//3	3,08//3
A3	0,207//7	175,1//4	0,56//4	3,18//3	11,8//5	1917//5	3,28//3	3,72//3
M0	0,071//34	53,4//12	0,17//16	3,14//6	12,3//17	8334//12	3,29//6	3,97//6
M1	0,030//15	75,0//10	0,140//10	1,99//7	4,56//16	9937//13	2,05//7	2,47//7
M3	0,092//9	142,7//8	0,35//8	2,52//4	6,75//8	3252//7	2,67//3	3,24//4

Заметно влияние гексаборида на неметаллическую фазу. Содержание серы, азота, кислорода при высоком содержании алюминия и кремния не зависит от присадок гексаборида, но объёмная доля включений может заметно повышаться.

Металлографическое определение состава неметаллических включений с использованием поляризованного света и темного поля позволило надёжно идентифицировать отдельные включения. На рис. 1 представлены результаты качественного анализа неметаллической фазы, а в табл. 2 – результаты количественных исследования неметаллических включений в образцах.

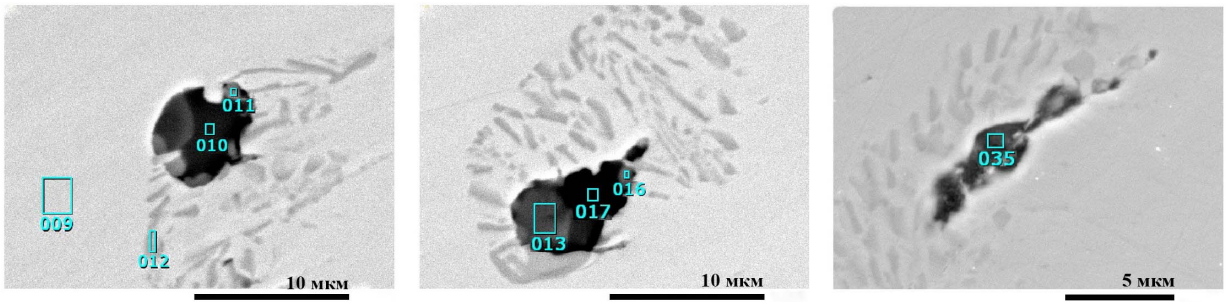


Рис. 2. Результат МРСА комплексных включений BN-$(Cr,Mn,Al)_mO_n$ в образце аустенитной стали с расчетным содержанием бора 0,1 масс.%

Fig. 2. The result of a micro-X-ray spectral analysis of BN- $(Cr, Mn, Al)_mO_n$ complex inclusions in a sample of austenitic steel with a calculated boron content of 0,1 %

Таблица 3

Химический состав включений BN-$(Cr,Mn,Al)_mO_n$ в образце аустенитной стали с расчетным содержанием бора 0,1 %

Table 3

The chemical composition of BN- $(Cr, Mn, Al)_mO_n$ complex inclusions in a sample of austenitic steel with a calculated boron content of 0,1 %

Номер поля	Содержание элементов, %											
	O	Al	Si	S	Cr	Mn	Fe	Ni	Mo	B	N	Ti
009	–	–	–	–	20,91	–	66,74	12,36	–	–	–	–
010	48,12	8,20	7,13	1,60	3,55	28,09	3,31	–	–	–	–	–
011	9,73	–	1,37	19,64	8,54	41,04	17,52	2,17	–	–	–	–
012	–	–	–	–	35,93	1,56	53,08	7,49	1,94	–	–	–
013	44,97	18,01	0,45	0,37	12,84	22,48	–	–	–	–	–	0,89
016	13,78	–	1,44	14,41	7,77	36,21	14,07	1,67	–	–	–	–
017	19,44	1,33	0,77	0,61	5,65	5,58	4,99	0,46	10,65	35,05	26,11	–
035	–	–	0,10	–	5,47	–	15,9	2,39	–	42,20	33,94	–

Были исследованы два наиболее загрязненные неметаллическими включениями образца – М3 и А3. Данный анализ подтвердил наличие оксидов, сульфидов, оксисульфидов в образце М3, а также выявил наличие нитридов ванадия и группы карбидов. В образце А3 было выявлено наличие силикатов, оксидов и оксисульфидов.

На рис. 2 представлены результаты МРСА включений в образце А3. Обнаружены оксиды алюминия, оксиды алюминия и хрома, плакированные сульфидом марганца, комплексные включения BN – $(Cr,Mn,Al)_mO_n$, комплексные оксиды Al, Si, Mn, Cr с LaS и без сульфидов лантана. Заслуживает внимание расположение комплексных включений BN-$(Cr,Mn,Al)_mO_n$ (см. рис. 2) в осях дендритов, а не на междендритных границах. Химический состав включений приведен в табл. 3.

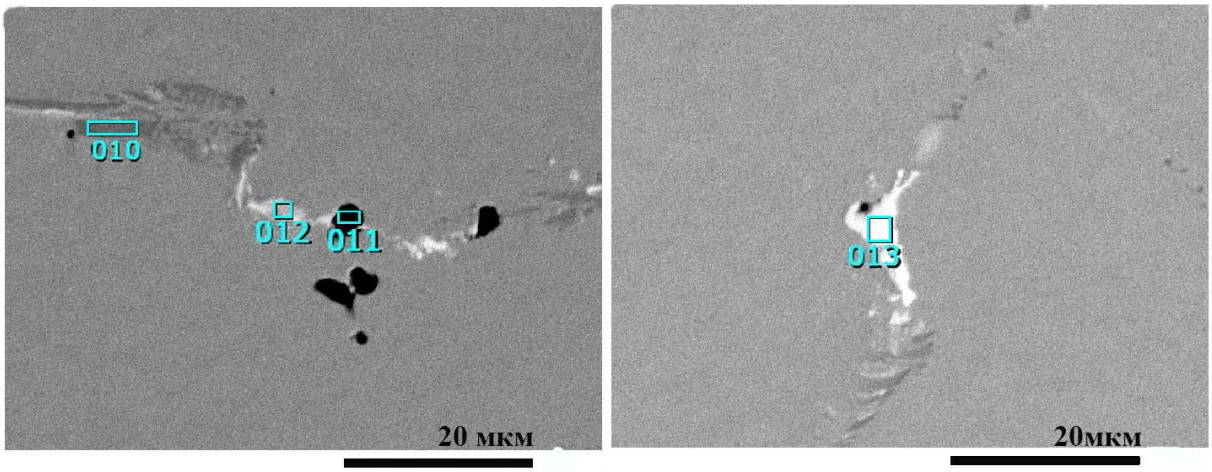


Рис. 3. Анализ МРСА неметаллических включений в образце мартенситной стали с расчетным содержанием бора 0,1 %

Fig. 3. The result of a micro-X-ray spectral analysis of nonmetallic inclusions in a sample of martensitic steel with a calculated boron content of 0,1 %

Таблица 4

Химический состав неметаллических включений в образце мартенситной стали с расчетным содержанием бора 0,1 %

Table 4

The chemical composition of nonmetallic inclusions in a sample of martensitic steel with a calculated boron content of 0,1 %

Номер поля	Содержание, %								
	B	O	Al	V	Cr	Fe	Nb	Mo	Ti
010	–	–	–	0,78	33,02	62,55		3,64	–
011	–	42,78	39,38	–	2,16	13,41	2,27	–	–
012	33,49	–	–	0,54	5,67	41,81	18,49	–	–
013	31,79	–	–	–	1,11	3,97	60,75	–	2,38

Аналогичные включения встречаются и в слитке М3 (оксиды алюминия, хрома, кремния), но особенностью неметаллической фазы являются бориды ниобия, особенно по границам и тройным стыкам (рис. 3). Химический состав включений образца М3 приведен в табл. 4.

Возможность модифицирования зависит от состава стали. Введение LaB_6 существенно увеличило объемную долю неметаллической фазы и размеры включений, а также уменьшило расстояние между включениями, что говорит о значительном увеличении плотности включений. Объемная доля неметаллических включений в образцах аустенитной стали увеличилась соответственно на 0,1 и 0,15 %, что примерно соответствует увеличению весовой доли на 0,05–0,1 масс.% бора в том случае, когда продуктом модифицирования является нитрид бора.

Если вне зависимости от композиции высокохромистой стали оксидная фаза содержит окислы алюминия, то окислы кремния, марганца и хрома обнаружены преимущественно в аустенитной стали, в которой содержание этих элементов в 2–3 раза выше, чем в мартенситной. Нитриды бора присутствуют исключительно в слитках модифицированной стали, как и сульфиды лантана. Сопоставление содержаний серы (0,005 масс.%) и лантана (<0,0026 масс.%) показывает, что при минимальном стехиометрическом соотношении 4,34 лантана и серы в сульфидах лантана весь лантан должен быть связан в сульфиды лантана типа LaS, массовая доля которых не превышает 0,003 %. Большая часть серы избыточна по отношению к лантану и образует сульфиды марганца. При плотности сульфидов лантана, близкой к плотности жидкой стали, и плотности сульфидов марганца не более 4,5 объёмная доля сульфидов лантана в разы меньше общего содержания сульфидов. При этом сульфиды лантана в составе комлексных оксисулфидов обнаруживаются в осях дендритов, а сульфиды марганца – в межосных пространствах.

Установлено, что в аустенитной стали содержание неметаллических включений повышается при введении гексаборида в результате образования нитрида бора. Как показывает стехиометрический расчёт, если весь усвоенный бор связывается в нитриды бора, то невязка не превышает 10 %.

Анализ макроструктуры показал, что в выплавленных слитках в разной степени выражены все типичные зоны кристаллизации – столбчатые, разноориентированные мелкозернистые дендриты. При сравнении площади зон разноориентированных дендритов в образцах аустенитной стали выявлено, что введение гексаборида лантана значительно увеличивает эту область. В образце мартенситной стали с таким же содержанием гексаборида лантана структура похожа на «конус осаждения». Эти изменения, возможно, связаны с тем, что оксисульфиды лантана играют роль зародышей и разориентированные дендриты кристаллизуются на них, образуя во взаимодействии с продвижением фронтов затвердевания характерные структуры конуса осаждения, или зоны разноориентированных дендритов.

Добавки гексаборида в мартенситную и аустенитную стали не повлияли сколько-нибудь заметно на зону столбчатых дендритов, но расширяют зону разноориентированных дендритов «конуса осаждения», несколько измельчают зерно в этих зонах (рис. 4).

Измерение межосных расстояний литого зерна (дендритов) при сравнении слитков, сопоставимых по составу, содержанию раскислителей, условиям плавки и затвердевания, позволило получить результаты, представленные в табл. 5.

Очевидно, что бор с концентрацией 0,015–0,047 масс.%, будучи модификатором 1 рода, измельчает структуру дендритов за счет понижения поверхностного натяжения [15]. Наши ранние работы [16] показали, что введение РЗМ в жидкий металл приводит к образованию не только столбчатых, но и разноориентированных дендритов, в осях которых находятся сульфиды и оксисульфиды РЗМ. Это приводит к аномальному распределению серы в слитке: серой обогащён «конус осаждения» и обеднены области подусадочной и внецентренной сегрегаций. При этом скопления оксисульфидов РЗМ могут быть захвачены растущими дендритами и образовывать грубые макродефекты на периферии слитков. Условия описываемого эксперимента существенно иные: малый объём слитка, краткая (10 минут) выдержка от присадки гексаборида лантана до начала затвердевания, очень быстрое затвердевание.

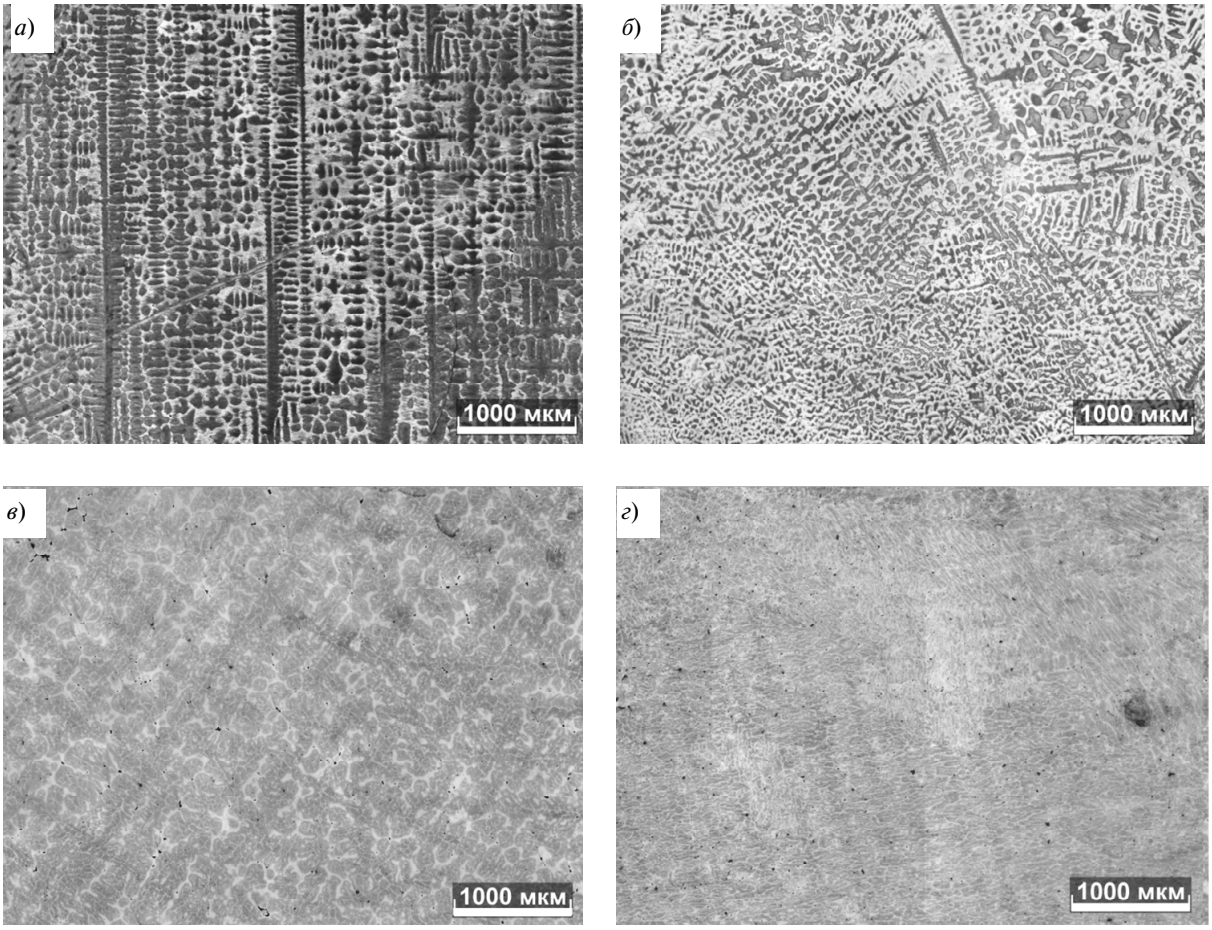


Рис. 4. Структура образцов аустенитной стали с расчетным содержанием бора 0 (*а*), 0,1 (*б*) % и образцов мартенситной стали с расчетным содержанием бора 0 (*в*) и 0,1 (*г*) %

Fig. 4. The structure of samples of austenitic steel with a calculated boron content of 0 (*а*), 0,1 (*б*) % and martensitic steel samples with a calculated boron content of 0 (*в*) and 0,1 (*г*) %

Таблица 5

Межосевые расстояния в образцах

Table 5

Interaxial distances in samples

Образец	Содержание бора	Межосные расстояния*		
		L1	L2	L3
A0	0	200/350	100/175	40/85
A1	0,015	200	100	50/80
A3	0,047	120/150	60	–
M0	0	200/300	–	–
M1	0,018	115/200	–	–
M3	0,043	100/160	–	–

* L_1 L_2 L_3 – расстояния между осями соответственно 1, 2, 3 порядков, мкм

Можно предположить, что атомы растворённого лантана образуют в жидкой стали оксиды и сульфиды в условиях, принципиально отличающихся от взаимодействия раскислителей и десульфураторов, вдуваемых в виде порошка или вводимых в сталь в виде проволоки. Обычно вокруг частиц (капли, пузыри) алюминия, РЗМ или кальция образуются зоны, пересыщенные реагентом, и нарушения сплошности жидкого металла, являющиеся местами зарождения новых фаз – продуктов раскисления и десульфурации. При введении, диссипации и растворении наночастиц выделение новой фазы возможно только на естественных границах жидкого металла с футеров-

кой, шлаком, газовыми пузырями. Кажется, что такие условия резко снижают не только вероятность десульфурации и раскисления жидкого металла, но и модифицирования 2-го рода с использованием продуктов взаимодействия в качестве подложек для зарождения центров кристаллизации.

Ввиду малости размеров тигля зона пересыщения лантаном вблизи поверхности растворяющейся таблетки сопоставима с размером металлической ванны, и для выделения оксидной фазы достаточно нарушений сплошности жидкого металла, вызываемых частицами растворяющегося карбонильного железа. Удаление оксидов, имеющих высокую температуру плавления, происходит до начала затвердевания, а образование сульфидов лантана и марганца – в процессе затвердевания, причем сульфиды и оксисульфиды при этом не удаляются, но образование сульфидов лантана идёт уже при образовании осей дендритов, а образование сульфидов марганца – в межосных пространствах, что отражается на их распределении.

Выводы

Использование гексаборида лантана измельчает дендритную структуру высокохромистой стали мартенситного и аустенитного классов.

Гексаборид лантана при использовании в виде наночастиц может быть эффективным средством введения бора в высокохромистые стали, в том числе азотосодержащие.

Нитрид бора входит в состав комплексных первичных включений, располагающихся в осях дендритов. Введение бора в виде гексаборида лантана может предотвращать образование третичных нитридов бора, обычно располагающихся по границам дендритов высокохромистых сталей.

Лантан из гексаборида активно взаимодействует с серой, образуя первичные сульфиды лантана, являющиеся подложками для образования комплексных оксисульфидов. Процесс десульфурации не наблюдался в связи с малыми размерами тигля и высокой скоростью затвердевания.

Благодарности

Коллектив авторов выражает благодарность за помощь в проведении исследований и обработке результатов следующим сотрудникам: Иванову И.А., Мальгинову А.Н., Шурыгину Д.И., Комоловой О.А. (НПО «ЦНИИТМАШ»), Казаковой Е.И., Чигинцеву Л.С., Курочкиной О.В (ФГАОУ ВО «СПбПУ»).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Казаков А.А., Рябошук С.В., Ефимов С.В., Ященко В.К., Колпишон Э.Ю., Титова Т.И., Ратушев Д.В., Насоновская Л.Б.** Неметаллические включения в крупных поковках высокохромистой стали//Тяжелое машиностроение. 2017. № 7–8. С. 2–7.

2. **Клейнер Л.М., Шацов А.А., Ларинин Д.М.** Низкоуглеродистые маретнситные стали. Легировнаие и свойства // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. № 8. С. 29–34.

3. **Еланский Г.Н.** Строение и свойства металлических расплавов. М.: МГВМИ, 2006. 228 с.

4. **Смирнов Л.А., Ровнушкин В.А., Орыщенко А.С., Калинин Г.Ю., Милюц В.Г.** Модифицирование стали и сплавов редкоземельными элементами // Металлург. 2016. №1. С. 41–48.

5. **Каблов Е.Н., Оспенникова О.Г., Вершков А.В.** Редкие металлы и редкозмельные элементы – материалы современных и будущих технологий // Авиационные материалы и технологии. 2013. № S2. С. 3–10.

6. **Li Y., Liu C., Zhang T., Jiang M., Peng C.** Inclusions modification in heat resistant steel containing rare earth elements // Ironmaking and Steelmaking. 2018. Vol. 45. No. 1. P. 76–82.

7. **Kasinska J., Kalandyk B.** Effects of rare earth metal addition on wear resistance of chromium-molybdenum cast steel // Archives of Foundry Engineering. 2017. Vol. 17. No. 3. P. 63–68.

8. **Chen S.-C., Lin X.-Q., Zhu K.-Z., Lu Y.-M., Ye R.-H., Lin Y., Lin X.-Y.** Effect of Alloying and Rare Earth Modification on Thermal Conductivity and Wear Resistance of Aus-

tenitic Medium Manganese Steel // The Chinese Journal of Process Engineering. 2017. Vol. 17. No. 1. P. 144–150.

9. **Wang A.-Q., Li M., Ma D.-Q., Wu Q.-J., Xie J.-P.** Effect of lanthanum on microstructures and properties of ASTM A216 steel // Journal of Chemists and Chemical Engineers. 2016. Vol. 65. No. 1-2. P. 11–16.

10. **Wang L.-M., Lin Q., Yue L.-J., Liu L., Guo F., Wang F.-M.** Study of application of rare earth elements in advanced low alloy steels // Journal of Alloys and Compounds. 2008. Vol. 451. No. 1-2. P. 534–537.

11. **Yue L., Wang L., Han J.** Effects of rare earth on inclusions and corrosion resistance of 10PCuRE weathering steel // Journal of Rare Earths. 2010. Vol. 26. No. 6. P. 952–956.

12. **Qi L., Zhao A.-M., Zhao Z.-Z.** Effect of rare earth La addition on microstructure and properties of Nb-Ti-Mo pipeline steel // Transactions of Materials and Heat Treatment. 2012. Vol. 33. No. 12. P. 82–87.

13. **Колбасников Н.Г., Матвеев М.А.** Исследование влияния бора на высокотемпературную пластичность микролегированных сталей // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2016. № 1(238). С. 129–135.

14. **Колпишон Э.Ю., Дурынин В.А., Казаков А.А., Житенеев А.И., Титова Т.И., Малыхина О.Ю.** Металлографический контроль заготовок ответсвенных изделий энергомашиностроения и автоматизация методов исследования микроструктуры // Тяжелое машиностроение. 2016. № 11–12. С. 2–8.

15. **Гольдштейн Я.Е., Мизин В.Г.** Модифицирование и микролегирование чугуна и стали. М.: Металлургия, 1986. 272 с.

16. **Колпишон Э.Ю., Козлов В.И.** Строение слитка стали, содержащей редкоземельные элементы // Физико-химические основы производства стали. М.: Наука, 1968. С. 434–439.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РАЗУМОВА Людмила Владимировна – *инженер 1 категории Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: ludmila_ftim_spb@inbox.ru

РОМАШКИН Александр Николаевич – *кандидат технических наук ведущий научный сотрудник Научно-производственного объединения «Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения»*
E-mail: raslovo@bk.ru

КОЛПИШОН Эдуард Юльевич – *доктор технических наук профессор Научно-производственного объединения «Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения»*
E-mail: kolpishon@bk.ru

ТОЛОЧКО Олег В. – *доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: ol_tol@hotmail.com

ДУБ Владимир Алексеевич – *кандидат технических наук младший научный сотрудник Научно-производственного объединения «Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения»*
E-mail: cniitmash@cniitmash.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 21.03.2018

REFERENCES

[1] **Kazakov A.A., Ryaboshuk S.V., Yefimov S.V., Yashchenko V.K., Kolpishon E.Yu., Titova T.I., Ratushev D.V., Nasonovskaya L.B.** Nemetallicheskiye vklyucheniya v krupnykh pokovkakh vysokokhromistoy stali [non-metallic inclusions in large forgings of high-chromium steel]. *Tyazheloye mashinostroyeniye*. 2017. № 7–8. S. 2–7.

[2] **Kleyner L.M., Shatsov A.A., Larinin D.M.** Nizkouglerodistyye maretnsitnyye stali. Legirovnaiye i svoystva [Low-carbon martensitic steels. Doping and properties]. *Metallovedeniye i termicheskaya obrabotka metallov*. 2010. № 8. S. 29–34.

[3] **Yelanskiy G.N.** Stroyeniye i svoystva metallicheskikh rasplavov [Structure and properties of metallic melts]. M.: MGVMI, 2006. 228 s.

[4] **Smirnov L.A., Rovnushkin V.A., Oryshchenko A.S., Kalinin G.Yu., Milyuts V.G.** Modifitsirovaniye stali i

splavov redkozemelnymi elementami [Modification of steel and melts by rare earth elements]. *Metallurg*. 2016. №1. S. 41–48.

[5] **Kablov Ye.N., Ospennikova O.G., Vershkov A.V.** Redkiye metally i redkozmelnyye elementy – materialy sovremennykh i budushchikh tekhnologiy [rare metals and rare earth elements – materials of modern and future technologies]. *Aviatsionnyye materialy i tekhnologii*. 2013. №S2. S. 3–10.

[6] **Li Y. , Liu C. , Zhang T., Jiang M., Peng C.** Inclusions modification in heat resistant steel containing rare earth elements. *Ironmaking and Steelmaking*. 2018. Vol. 45. No. 1. P. 76–82.

[7] **Kasinska J., Kalandyk B.** Effects of rare earth metal addition on wear resistance of chromium-molybdenum cast steel. *Archives of Foundry Engineering*. 2017. Vol. 17. No. 3. P. 63–68.

[8] **Chen S.-C., Lin X.-Q., Zhu K.-Z., Lu Y.-M., Ye R.-H., Lin Y., Lin X.-Y.** Effect of Alloying and Rare Earth Modification on Thermal Conductivity and Wear Resistance of Austenitic Medium Manganese Steel. *The Chinese Journal of Process Engineering*. 2017. Vol. 17. No. 1. P. 144–150.

[9] **Wang A.-Q., Li M., Ma D.-Q., Wu Q.-J., Xie J.-P.** Effect of lanthanum on microstructures and properties of ASTM A216 steel. *Journal of Chemists and Chemical Engineers*. 2016. Vol. 65. No. 1-2. P. 11–16.

[10] **Wang L.-M., Lin Q., Yue L.-J., Liu L., Guo F., Wang F.-M.** Study of application of rare earth elements in advanced low alloy steels. *Journal of Alloys and Compounds*. 2008. Vol. 451. No. 1-2. P. 534-537.

[11] **Yue L., Wang L., Han J.** Effects of rare earth on inclusions and corrosion resistance of 10PCuRE weathering steel. *Journal of Rare Earths*. 2010. Vol. 26. No. 6. P. 952–956.

[12] **Qi L., Zhao A.-M., Zhao Z.-Z.** Effect of rare earth La addition on microstructure and properties of Nb-Ti-Mo pipeline steel. *Transactions of Materials and Heat Treatment*. 2012. Vol. 33. No. 12. P. 82–87.

[13] **Kolbasnikov N.G., Matveyev M.A.** Issledovaniye vliyaniya bora na vysokotemperaturnuyu plastichnost mikrolegirovannykh staley[a study of the boron influence on the high-temperature plasticity of microalloyed steels]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2016. № 1(238). S. 129–135.

[14] **Kolpishon E.Yu., Durynin V.A., Kazakov A.A., Zhiteneyev A.I., Titova T.I., Malykhina O.Yu.** Metallograficheskiy kontrol zagotovok otvetsvennykh izdeliy energomashinostroyeniya i avtomatizatsiya metodov issledovaniya mikrostruktury[Metallographic control of blanks of the responsible products of power machine building and automation of microstructure research methods]. *Tyazheloye mashinostroyeniye*. 2016. № 11–12. S. 2–8.

[15] **Goldshteyn Ya.Ye., Mizin V.G.** Modifitsirovaniye i mikrolegirovaniye chuguna i stali[Modification and microalloying of cast iron and steel]. M.: Metallurgiya, 1986. 272 s.

[16] **Kolpishon E.Yu., Kozlov V.I.** Stroyeniye slitka stali, soderzhashchey redkozemelnyye elementy [The structure of the steel ingot containing rare earth elements]. *Fiziko-khimicheskiye osnovy proizvodstva stali*. M.: Nauka, 1968. S. 434–439.

THE AUTHORS

RAZUMOVA Liudmila V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: ludmila_ftim_spb@inbox.ru
ROMASHKIN Aleksandr N. – *RPA «CNIITMash»*
E-mail: raslovo@bk.ru
KOLPISHON Eduard Yu. – *RPA «CNIITMash»*
E-mail: kolpishon@bk.ru
TOLOCHKO Oleg V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: ol_tol@hotmail.com
DUB Vladimir A. – *RPA «CNIITMash»*
E-mail: cniitmash@cniitmash.ru

Received: 21.03.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240315
УДК 621.762.01 66-971

И.А. Тюрикова, А.И. Демидов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА СВОЙСТВА СИСТЕМЫ Fe_3O_4–МАННИТ–ВОДА

В работе изучена окисляемость магнитных наночастиц Fe_3O_4, находящихся в растворе стабилизатора маннита при температурах ниже и выше температуры его плавления (166 °C), и нестабилизированных частиц. Введение стабилизатора маннита в магнитную жидкость Fe_3O_4 сдвигает температуру деградации магнитной жидкости в большую сторону. Показано, что при 160 °C защитная пленка, создаваемая маннитом, предотвращает наночастицы от активного окисления. При температуре выше 240 °C происходит окисление Fe_3O_4 до Fe_2O_3 и $Fe_{21.34}O_{32}$ в связи с процессами плавления маннита и его разложением до сахаров маннозы и галактозы. Результаты проведенных исследований важны для синтеза универсальных магнитных наночастиц с широким спектром практических приложений и для процессов с термообработкой стабилизированных маннитом частиц магнетита.

Ключевые слова: маннит, магнетит, Fe_2O_3, Fe_3O_4, термический анализ, манноза, галактоза, окисление.

Ссылка при цитировании:
И.А. Тюрикова, А.И. Демидов. Влияние температуры на свойства системы Fe_3O_4–манит–вода // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 188–197. DOI: 10.18721/JEST.240315.

I.A. Tyurikova, A.I. Demidov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

TEMPERATURE EFFECT ON THE PROPERTIES OF A Fe_3O_4–MANNITE–WATER SYSTEM

We have studied oxidizability of magnetic Fe_3O_4 nanoparticles in the solution of the mannitol stabilizer at temperatures below and above its melting point (166 °C) and of unstabilized particles. The addition of mannitol as stabilizer into a magnetic Fe_3O_4 fluid shifts the degradation temperature of the fluid upward. It was shown that at 160 °C the protective film created by mannitol prevents nanoparticles from active oxidation. At temperatures above 240 °C, Fe_3O_4 oxidizes to Fe_2O_3 and $Fe_{21.34}O_{32}$ due to melting of mannitol and its decomposition to mannose and galactose sugars. The results of these studies are interesting and important for synthesis of general magnetic nanoparticles with a wide range of practical applications and for processes with heat treatment of mannitol-stabilized magnetite particles.

Keywords: mannitol, magnetite, Fe_2O_3, Fe_3O_4, thermal analysis, mannose, galactose, oxidation.

Citation:
I.A. Tyurikova, A.I. Demidov, Temperature effect on the properties of a Fe_3O_4-mannite–water–system, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 188–196, DOI: 10.18721/JEST.240315.

Введение

Исследования, посвященные способам получения магнитных наноматериалов, а также изучению их структуры и свойств, привлекают все больше внимания, что связано с перспективными возможностями применения их в различных областях химии, физики, биологии, медицины, техники. Наиболее изучены и представляют особый интерес наночастицы (НЧ) магнетита (Fe_3O_4).

Нами был предложен способ получения беспримесной ферромагнитной жидкости [1], содержащей магнитные наночастицы (МНЧ) Fe_3O_4, покрытые тонким слоем маннита, которые имеют размер 8–10 нм, узкое мономодальное распределение по размеру, высокие магнитные характеристики (удельная намагниченность насыщения 69–81 Гс·см^3/г) и высокую устойчивость [2].

Множество работ последнего десятилетия посвящено использованию наночастиц оксида железа в новейших разработках для создания элементов диагностики и лечения различных заболеваний, среди которых особенно перспективны предложения гипертермического лечения раковых заболеваний с применением магнитных наночастиц [3, 4], а также частиц, обладающих возможностью адресной доставки лекарственных средств [5]. Получаемые предложенным способом магнитные наночастицы могут быть рекомендованы к применению в области медицины благодаря отсутствию токсичных веществ в их составе. Смазочные материалы с добавлением магнитных наночастиц на органической основе позволяют существенно понизить трение соприкасающихся элементов [6, 7]. Многообещающим потенциалом обладают магнитные наночастицы для применения в производстве сорбционных материалов нового поколения [8]. Активно ведутся исследования получаемых различными способами композиционных материалов с наночастицами оксида железа для применения их в составе анодов литий-ионных аккумуляторов [9]. Ряд испытаний углеродного материала Carbon Black, содержащего в качестве примеси приготовленные по описанному способу наночастицы Fe_3O_4, позволяют говорить о возможности повышения емкости литий-ионного элемента с таким композитным материалом более чем в 3 раза. Нами ведется разработка технологии получения композита на основе углерода и оксида железа методом аэрозольного химического осаждения из газовой фазы, где в качестве прекурсора используется магнитная жидкость с наночастицами Fe_3O_4 в среде вещества-источника углерода.

Очевидно, что во всех перечисленных примерах температурный фактор влияет как на процессы получения, так и на условия и возможности эксплуатации полученного материала. Поэтому целью настоящей работы было решение комплексным (теоретическим и экспериментальным) методом прикладных задач, необходимых для практического применения разработанной технологии синтеза магнитных наночастиц, стабилизированных маннитом. Решение задач заключалось в установлении влияния температуры на свойства системы «Fe_3O_4 – маннит – вода»: ее устойчивость, склонность к окислению наночастиц, изменение состава магнитной жидкости, в частности образование компонентов, уменьшающих магнитные характеристики магнетитовых наночастиц.

Экспериментальная часть

В литературе [10–12] приведены различные данные по диаграмме состояния системы «маннит – вода», установленные опытным путем. Нами была рассчитана линия ликвидуса фазовой диаграммы «маннит – вода» из предположения, что жидкая фаза представляет собой идеальный раствор.

В соответствии с данными для энтальпии и температуры плавления маннита ($\Delta H_{м}^{пл}$ = 53,6 кДж/моль, $T_{м}^{пл}$ = 439,15 К [11, 12]) и воды [1] ($\Delta H_{в}^{пл} = 6{,}009$ кДж/моль, $T_{в}^{пл} = 273{,}15$ К) были рассчитаны

$$\lg x_{м} = 6{,}375 - 2{,}799 \cdot 10^3 \cdot T^{-1}; \quad (1)$$

$$\lg x_{b} = 1{,}149 - 0{,}314 \cdot 10^3 \cdot T^{-1}, \quad (2)$$

где $x_{м}$ и $x_{в}$ – молярные доли соответственно маннита и воды. Отклонение от логарифмической зависимости для функции линии ликвидуса составляет $R^2 = 0{,}99$.

В рамках поставленной задачи для получения экспериментальных значений нагрев образцов проводили в вакуумной печи Vacuum Drier SPT-200. При термическом анализе исследуемых образцов использовали прибор Термоскан-2. Анализ состава и размера получаемых частиц был проведен с помощью электронного микроскопа Zeiss SUPRA 55VP; состав объектов был также изучен посредством рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС) на платформе для ESCA комплексной установки Нанофаб-25. Рентгенофазовый анализ (РФА) осуществлен с помощью рентгеновского дифрактометра Bruker D8Advance.

Магнитная жидкость (МЖ), которая использовалась в экспериментальных исследованиях, синтезирована в соответствии со способом, описанным в Патенте РФ №2593392* и [2].

Экспериментальные результаты и их обсуждение

Решение уравнения (1) относительно молярной доли маннита для ряда температур даёт результаты, представленные в таблице, где также приведены экспериментальные данные [10–12] в пересчете на молярную долю маннита (для вычисления количества моль считаем, что молярные массы маннита и воды равны соответственно 182,17 и 18,02 г/моль).

На рис. 1 изображена диаграмма состояния системы «маннит – вода» на участках низких и высоких концентраций маннита в растворе: построенная по расчетным данным таблицы линия *1* представляет линию ликвидуса для системы, в которой компоненты в жидком состоянии образуют идеальный раствор, а в твердом – практически нерастворимы друг в друге; линия *2* – линию ликвидуса, построенную по экспериментальным данным. По рис. 1 видно, что экспериментальные данные несколько занижены относительно расчетных в области низких концентраций раствора маннита, что может быть связано с особенностями ведения эксперимента, в ходе которого обычно имеет место эффект переохлаждения в области составов, прилегающих к воде. Данные расчета и эксперимента в области высоких концентраций маннита хорошо согласуются между собой, что позволяет считать предположение об идеальности исследуемых растворов в интервале от $x_м \approx 0{,}40–1$ верным. При комнатной температуре растворы исследуемых концентраций являются жидкими, а составы, соответствующие 15%-ному ($x_м \approx 0{,}017$) раствору маннита, близки к линии ликвидуса, при этом дальнейшее повышение концентрации не вносит существенных изменений в увеличение устойчивости магнитной жидкости, а лишь повышает ее вязкость, снижая тем самым магнитные свойства НЧ [2]. В соответствии с приведенной зависимостью рассчитана температура плавления маннита, составившая примерно 166,6 °С, что хорошо согласуется с [13].

Расчетные и экспериментальные данные молярной доли маннита в водном растворе в зависимости от температуры

Calculated and experimental data of the molar fraction of mannitol in an aqueous solution as a function of temperature

T, K	$x_м$, 10^3		
	Расчет	Эксперимент	
283,15	0,31	13,37	
288,15	0,46	15,58	
293,15	0,67	17,22	18,06
297,65	0,93	20,32	
298,15	0,97	20,92	
303,15	1,38	24,5	24,32
308,95	2,06	28,76	
313,15	2,72	33,82	33,1
323,15	5,15	44,97	
323,95	5,41	44,15	
333,15	9,37	56,05	59,88
343,15	16,47	68,63	78,56
353,15	28,03	83	102,11
363,15	46,34	129,21	
373,15	74,56	116,34	163,09
410,65	361,07	470,97	
413,15	397,05	500,04	
429,15	710,33	652,71	
435,65	888,77	828,97	
438,15	967,06	907,35	

* Патент РФ на изобретение № 2593392. Способ получения ферромагнитной жидкости / Демидов А.И., Полатайко И.А. Заявка №2015121189. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ **10.08.2016**.

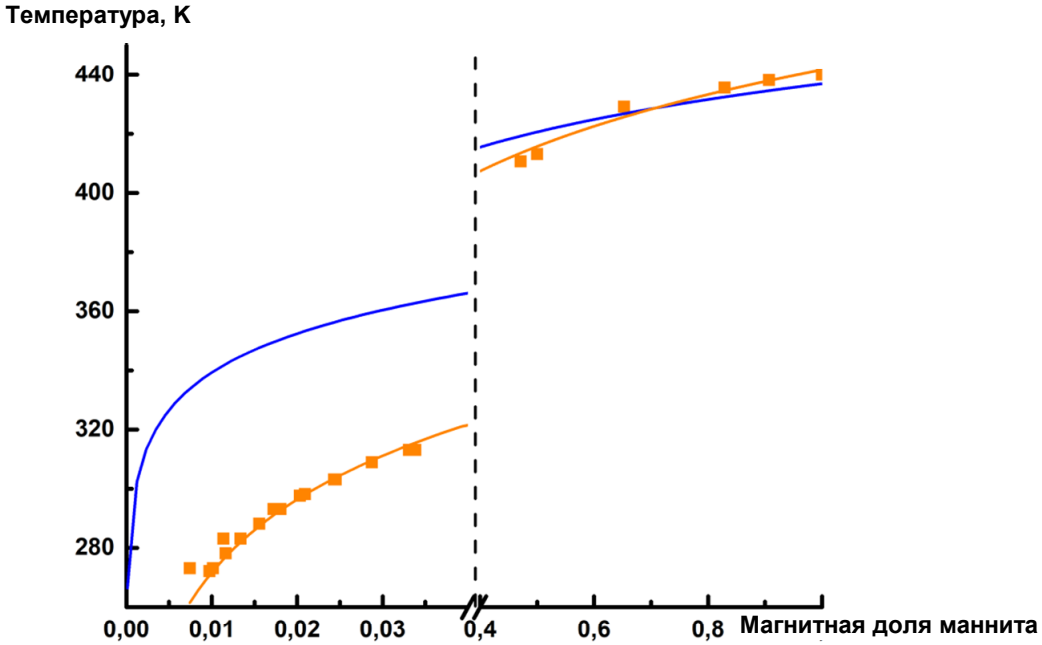


Рис. 1. Диаграмма состояния «маннит – вода»
Fig. 1. State diagram of «mannitol – water»

Был проведен дифференциальный термический анализ (ДТА) в широком интервале температур с использованием аппаратуры Термоскан-2. По его результатам удалось установить наличие характерных фазовых превращений исследуемой магнитной жидкости, маннита, а также стабилизированной маннитом магнитной жидкости (рис. 2). Положение пиков для данных образцов соответствует испарению воды и плавлению маннита для МЖ с нестабилизированными МНЧ при температуре около 140 °С и примерно 170 °С для стабилизированной МЖ и маннита, что коррелирует с результатами представленных выше исследований, а также свидетельствует о том, что вода, содержащаяся в порах высокопористого материала, испаряется при более высоких температурах.

Посредством ТГ-анализа при медленном нагреве в вакуумной печи Vacuum Drier SPT-200 на воздухе при температурах 100–160 °С установлено, что при 160 °С происходит практически полное испарение воды, дальнейшее изменение массы не наблюдается, при этом доля сухого магнитного вещества составляет 22–23 % относительно массы МЖ до температурной обработки.

Согласно диаграмме состояния системы «маннит – вода», представленной на рис. 1, при 160 °С (433,15 К) молярная доля маннита составляет 0,75, или 96,8 мас.%. Следовательно, при термообработке МЖ до 160 °С в сухом магнитном веществе содержится приблизительно 3,2 мас. % воды. На рис. 3 представлена дифрактограмма сухого магнитного вещества после медленной термообработки МЖ с нагревом до 160 °С. РФА показал, что окисления магнетита не произошло, а его содержание составило 65 %. Маннит перешел в маннозу и галактозу при 160 °С в соответствии со схемой, представленной на рис. 4. Температура плавления маннита составляет 166 °С [14, 15], но его разложение началось при температуре немного ниже температуры плавления. Вероятнее всего, это связано с тем, что маннит имеет низкую температурную стабильность в диапазоне выше 150 °С [16], а плавление начинается со 162,15 °С [17], в результате чего длительная выдержка вблизи температуры плавления приводит к превращению маннита в маннозу и галактозу (см. рис. 4). При изменении состава защитной оболочки до сахаров маннозы и галактозы магнетитовые НЧ не изменяют свой состав (см. рис. 3).

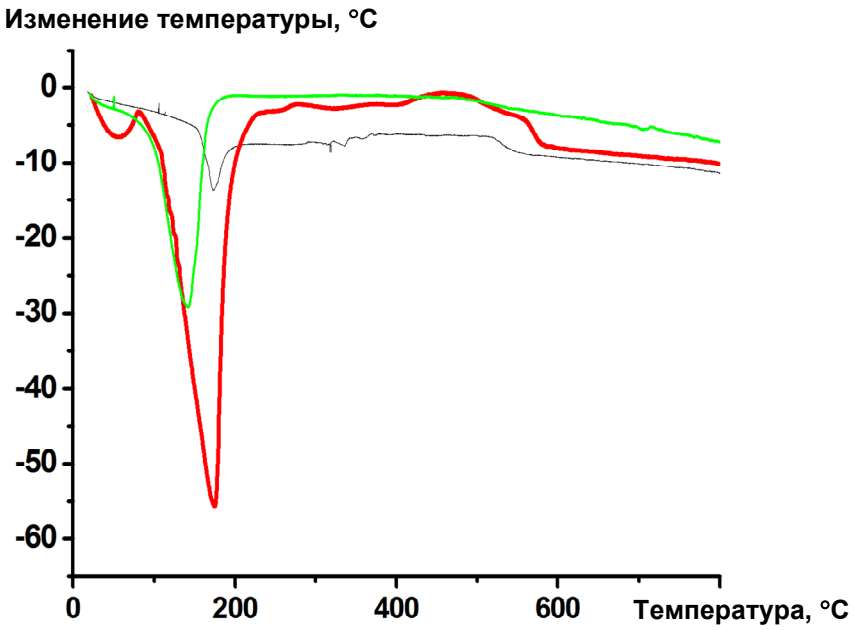


Рис. 2. Результаты термического анализа маннита, магнитной жидкости и магнитной жидкости, стабилизированной маннитом

(——) – маннит; (——) – магнитная жидкость + маннит; (——) – магнитная жидкость

Fig. 2. Results of thermal analysis of mannitol, magnetic fluid and magnetic fluid stabilized by mannitol

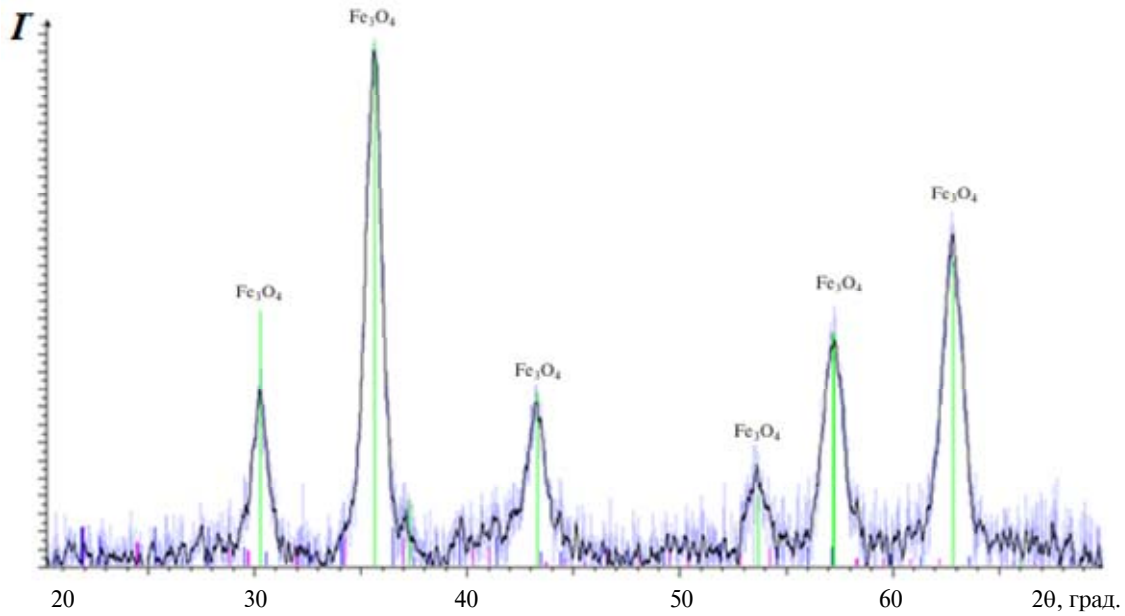


Рис. 3. Дифрактограмма сухого магнитного вещества

Fig. 3. The diffractogram of a dry magnetic substance

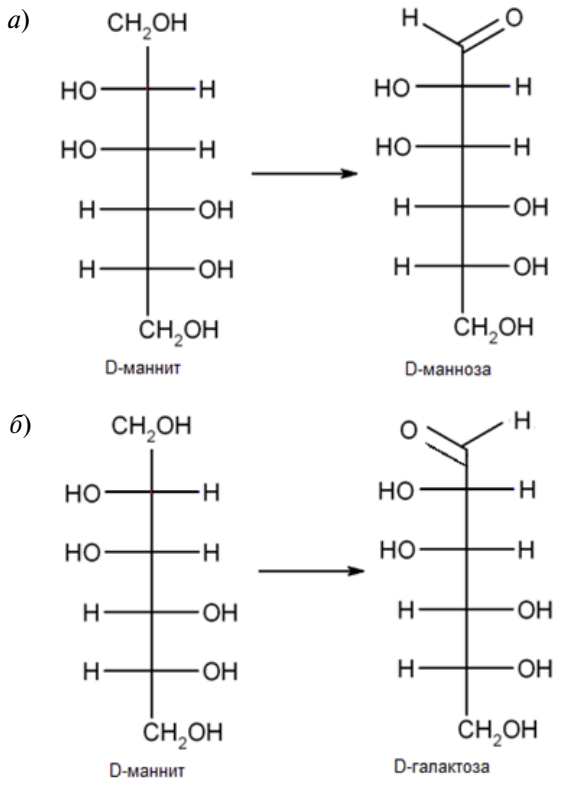


Рис. 4. Схемы разложения маннита на маннозу (*а*) и галактозу (*б*)

Fig. 4. Schemes of mannitol decomposition into mannose (*a*) and galactose (*б*)

Образцы сухого магнитного вещества были исследованы методом рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС). РФА показал, что окисления Fe_3O_4 не произошло, а посредством РФЭС можно сделать вывод о частичном образовании Fe_2O_3. Поскольку РФЭС – поверхностный метод исследования, а РФА дает результаты с более глубоких слоёв материала по сравнению с РФЭС, можно сделать предположение о том, что при термообработке до 160 °C поверхностный слой Fe_3O_4 более активно окисляется до Fe_2O_3. Установлено, что в исследуемых образцах наряду с Fe_3O_4 присутствует 20–30 % Fe_2O_3 от общего количества соединений оксидов железа в поверхностном слое. Чем больше площадь поверхностного слоя, тем выше в нем содержание Fe_2O_3.

При термообработке МЖ до 240 °C оставшаяся сухая масса содержала γ-Fe_2O_3, а также произошло образование нестехиометрического оксида $Fe_{21.34}O_{32}$ (рис. 5). Согласно [18] образование такого оксида происходит при термообработке магнетита при 500 K (226,85 °C) на воздухе, что согласуется с результатами проведенного эксперимента. Окисление магнетита, вероятнее всего, связано с плавлением оболочки маннита ($T_{пл}$ = 166 °C), который защищал НЧ магнетита от окисления, и переходом в сахара с последующим их разложением, о чем свидетельствовал сладковатый запах, который выделялся при повышенных температурах.

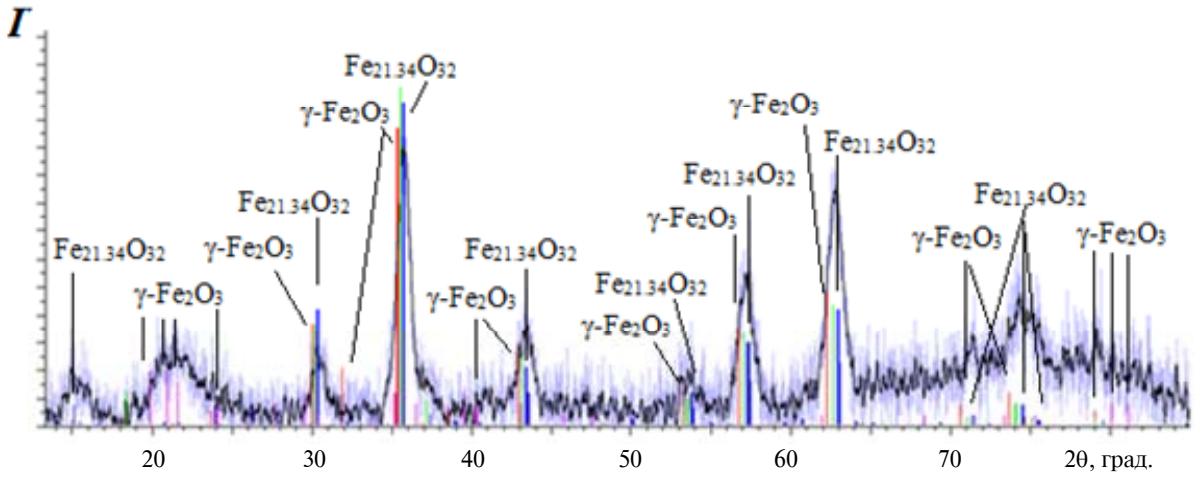


Рис. 5. Дифрактограмма магнитной жидкости после температурной обработки при 240 °C в атмосфере воздуха

Fig. 5. Diffractogram of a magnetic fluid after temperature treatment at 240 °C in an air atmosphere

Исходя из результатов эксперимента можно утверждать, что при термообработке МЖ в атмосфере воздуха при 240 °С происходит превращение маннита в сахара и окисление магнетита до γ-Fe_2O_3 и до $Fe_{21.34}O_{32}$.

Заключение

Проведено подробное изучение влияния температуры на свойства системы «Fe_3O_4 – маннит – вода», представляющей собой стабилизированную маннитом магнитную жидкость на водной основе. Показано, что температура существенным образом влияет на стабильность данной системы в связи с возможными процессами окисления оксида железа и, тем самым, уменьшением содержания в составе МЖ магнетита, а также переходом маннита в сахара. На основании РФЭС и РФА можно сделать вывод, что термообработанные магнитные частицы при 160 °С покрываются слоем γ-Fe_2O_3, а при более высоких температурах (240 °С) происходит практически полное окисление магнетита до γ-Fe_2O_3 и $Fe_{21.34}O_{32}$. Маннит по причине своей температурной нестабильности в результате термообработки переходит в сахара (маннозу и галактозу). Таким образом, введение стабилизатора маннита в магнитную жидкость Fe_3O_4 сдвигает деградацию магнитной жидкости в сторону больших температур. Однако защита стабилизированных магнитных частиц от окисления эффективна примерно до 160–170 °С, то есть ниже температуры плавления маннита (166 °С), и защитные свойства маннита как стабилизатора существенно снижаются, но не пропадают полностью вплоть до 240 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Улих Г.** Химическая термодинамика. Введение в учение о химическом сродстве и равновесиях. Л.: Химтехиздат, 1933. 304 с.

2. **Тюрикова И.А., Демидов А.И.** Синтез магнитных наночастиц Fe_3O_4 на водной основе, стабилизированных олеиновой кислотой и маннитолом // Неорганические материалы. 2017. Т. 53. № 4. С. 410–417.

3. **Espinosa A. [et. al.].** Duality of Iron Oxide Nanoparticles in Cancer Therapy: Amplification of Heating Efficiency by Magnetic Hyperthermia and Photothermal Bimodal Treatment // ACS Nano. 2016, 23,10(2). P. 2436–46.

4. **Manuel Banobre-Lopez, Antonio Teijeiro, Jose Rivas.** Magnetic nanoparticle-based hyperthermia for cancer treatment // Reports of Practical Oncology & Radiotherapy. Vol. 18. Iss. 6. P. 397–400.

5. **Velavan P., Karuppusamy C., Venkatesan P.** Nanoparticles as Drug Delivery Systems // J. Pharm. Sci. & Res. 2015. Vol. 7(12). P. 1118–1122.

6. **Ochonski W.** Sliding bearings lubricated with magnetic fluids // Industrial Lubrication and Tribology. 2007. Vol. 59. Iss. 6. P. 252–265.

7. **Bolotov A.N., Gorlov I.V., Novikov V.V.** Nanodispersed Ferrofluid Oil Lubricity Improvement with Processing Methods // Procedia Engineering. 2017. No. 206. P. 606–610.

8. **Pavel Janos et al.** Composite Fe3O4/Humic Acid Magnetic Sorbent and its Sorption Ability for Chlorophenols and some other Aromatic Compounds // Separation Science and Technology. 2013. 48. P. 2028–2035.

9. **Feng Wu [et al.].** New Synthesis of a Foamlike Fe_3O_4/C Composite via a Self-Expanding Process and Its Electrochemical Performance as Anode Material for Lithium-Ion Batteries // ACS Appl. Mater. Interfaces. 2014. No. 6 (21). P. 19254–19264.

10. **Findlay A.** The solubility of mannitol, picric acid and anthracene // J. Chem. Soc., Trans. 1902. Vol. 81. P. 1217.

11. **Braham J.M.** Some physical properties of mannite and its aqueous solutions // J. Am. Chem. Soc. 1919. Vol. 42. P. 1710.

12. **Seidell A.** Solubilities of inorganic and metal organic compounds: a compilation of quantitative solubility data from the periodical literature, 3 Ed. New York: Van Nostrand Company, 1953. 912 p.

13. **Чичибабин А.Е.** Основные начала органической химии. 6-е изд., стереотип. / Под ред. П.Г.Сергеева. Т. 1. М.: ГХИ, 1954. 795 с.

14. **Barone G. [et al.].** Enthalpies and entropies of sublimation, vaporization and fusion of nine polyhydric alcohols // J. Chem. Soc. Faraday Trans. 1990. Vol. 86(1). P. 75–79.

15. **Domalski E.S., Hearing E.D.** Heat capacities and entropies of organic compounds in the condensed phase. Volume 3 // J. Phys. Chem. Ref. Data. 1996. Vol. 25(1).

16. **Sole A. [et al.].** Thermal stability test of sugar alcohols as phase change materials for medium temperature energy storage application // Energy Procedia. 2014. Vol. 48. P. 436–439.

17. **Kumaresan G., Velraj R., Iniyan S.** Thermal analysis of d-mannitol for use as phase change material for latent heat storage // Journal of Applied Sciences. 2011. Vol. 11. P. 3044–3048.

18. **Shmakov [et al.].** Vacancy Ordering in [gamma]-Fe_2O_3: Synchrotron X-ray Powder Diffraction and High-Resolution Electron Microscopy Studies // J. Appl. Crystallogr. 1995. Vol. 28. P. 141

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ТЮРИКОВА Ирина Андреевна – *инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: polatayko_irina@spbstu.ru
ДЕМИДОВ Александр Иванович – *доктор химических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого*
E-mail: demidov1902@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 09.07.2018

REFERENCES

[1] **lih G.** Himicheskaja termodinamika. Vvedenie v uchenie o himicheskom srodstve i ravnovesijah. L.: Himtehizdat, 1933. 304 s. (rus.)

[2] **Tyurikova I.A., Demidov A.I.** Synthesis of Water-Based Fe_3O_4 Magnetic Nanoparticles, Stabilized by Oleic Acid and Mannitol. *Inorganic Materials*. 2017. Vol. 53. No. 4. P. 413–418.

[3] **Espinosa A. [et. al.].** Duality of Iron Oxide Nanoparticles in Cancer Therapy: Amplification of Heating Efficiency by Magnetic Hyperthermia and Photothermal Bimodal Treatment. *ACS Nano*. 2016, 23,10(2). P. 2436–46.

[4] **Manuel Banobre-Lopez, Antonio Teijeiro, Jose Rivas.** Magnetic nanoparticle-based hyperthermia for cancer treatment. *Reports of Practical Oncology & Radiotherapy*. Vol. 18. Iss. 6. P. 397–400.

[5] **Velavan P., Karuppusamy C., Venkatesan P.** Nanoparticles as Drug Delivery Systems. *J. Pharm. Sci. & Res*. 2015. Vol. 7(12). P. 1118–1122.

[6] W. Ochonski. Sliding bearings lubricated with magnetic fluids. *Industrial Lubrication and Tribology*. 2007. Vol. 59. Iss. 6, P. 252–265.

[7] **Bolotov A.N., Gorlov I.V., Novikov V.V.** Nanodispersed Ferrofluid Oil Lubricity Improvement with Processing Methods. *Procedia Engineering*. 2017. No. 206. P. 606–610.

[8] **Pavel Janos et al.** Composite Fe3O4/Humic Acid Magnetic Sorbent and its Sorption Ability for Chlorophenols and some other Aromatic Compounds. *Separation Science and Technology*. 2013. 48. P. 2028–2035.

[9] **Feng Wu [et al.].** New Synthesis of a Foamlike Fe_3O_4/C Composite via a Self-Expanding Process and Its Electrochemical Performance as Anode Material for Lithium-Ion Batteries. *ACS Appl. Mater. Interfaces*. 2014. No. 6 (21). P. 19254–19264.

[10] **Findlay A.** The solubility of mannitol, picric acid and anthracene. *J. Chem. Soc., Trans*. 1902. Vol. 81. P. 1217.

[11] **Braham J.M.** Some physical properties of mannite and its aqueous solutions. *J. Am. Chem. Soc*. 1919. Vol. 42. P. 1710.

[12] **Seidell A.** Solubilities of inorganic and metal organic compounds: a compilation of quantitative solubility data from the periodical literature, 3 Ed. New York: Van Nostrand Company, 1953. 912 p.

[13] **Chichibabin AE** The basic principles of organic chemistry. 6 th ed., The stereotype. / Edited by PG Sergeev. T. 1. M.: GHI, 1954. 795 p. (rus.)

[14] **Barone G. [et al.].** Enthalpies and entropies of sublimation, vaporization and fusion of nine polyhydric alcohols. *J. Chem. Soc. Faraday Trans*. 1990. Vol. 86(1). P. 75–79.

[15] **Domalski E.S., Hearing E.D.** Heat capacities and entropies of organic compounds in the condensed phase. Volume 3. *J. Phys. Chem. Ref. Data*. 1996. Vol. 25(1).

[16] **Sole A. [et al.].** Thermal stability test of sugar alcohols as phase change materials for medium temperature energy storage application. *Energy Procedia*. 2014. Vol. 48. P. 436–439.

[17] **Kumaresan G., Velraj R., Iniyan S.** Thermal analysis of d-mannitol for use as phase change material for latent heat storage. *Journal of Applied Sciences*. 2011. Vol. 11. P. 3044–3048.

[18] **Shmakov [et al.].** Vacancy Ordering in [gamma]-Fe_2O_3: Synchrotron X-ray Powder Diffraction and High-Resolution Electron Microscopy Studies. *J. Appl. Crystallogr.* 1995. Vol. 28. P. 141

THE AUTHORS

TYURIKOVA Irina A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: polatayko_irina@spbstu.ru
DEMIDOV Aleksandr I. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: demidov1902@gmail.com

Received: 09.07.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240316
УДК: 621.3 (09)

Б.И. Иванов

Санкт-Петербургский филиал Института истории естествознания и техники имени С.И. Вавилова РАН, Санкт-Петербург, Россия

ВКЛАД УЧЕНЫХ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА XVIII–XIX ВЕКОВ В РАЗВИТИЕ ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ

В XVIII–XIX веках в Санкт-Петербурге работали крупные ученые и инженеры, которые внесли заметный вклад в развитие электротехники. В статье обсуждается вклад ученых Санкт-Петербурга в развитие электротехники в столичный период истории города. Это были в XVIII веке профессор Рихман и адъюнкт Ломоносов, занимавшиеся исследованием атмосферного электричества, в конце XVIII века и начале XIX века – В.В. Петров, работавший в медико-хирургической академии, создавший свою школу и соорудивший крупнейшую по тому времени гальваническую батарею. Петров своим исследованием положил начало работам по практическому применению электричества. Большой вклад в развитие электротехники внесли отечественные ученые Э.Х. Ленц и Б.С. Якоби в 30-е – 40-е XIX века, сыгравшие. огромную роль в создании петербургской электротехнической школы. Во второй половине XIX века их ученики и последователи разработали своими трудами практическую и научную электротехнику.

Ключевые слова: электротехника в Санкт-Петербурге, исследования В.В. Петрова, начало работ по практическому применению электричества, первый электродвигатель Б.С. Якоби, успехи представителей школы Якоби–Ленца.

Ссылка при цитировании:
Б.И. Иванов. Вклад ученых Санкт-Петербурга XVIII–XIX веков в развитие электротехники // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 197–211. DOI: 10.18721/JEST.240316.

B.I. Ivanov

St. Petersburg branch of the Institute for the history of science and technology, St. Petersburg, Russia

THE ROLE OF ST. PETERSBURG SCIENTISTS OF THE XVIII–XIX CENTURY IN THE DEVELOPMENT OF ELECTROMACHINERY

Major scientists and engineers who had made significant contributions to the development of electrical engineering worked in St. Petersburg in the XVIII and XIX centuries. This article discusses the contribution of scientists of St. Petersburg to the development of electrical engineering during the period when the city was the capital. In the XVIII century it was professor Richman and adjunct professor Lomonosov, who studied atmospheric electricity. At the end of the 18th century and the beginning of the XIX century it was V.V. Petrov, who worked at the Medical and Surgical Academy, created his own school and also built a

galvanic battery that was the largest of its time. Petrov with his research began work on the practical use of electricity. Great contributions to the development of electrical engineering were made by Russian scientists E.H. Lentz and B.S. Jacobi in the 1830s–1840s. Lentz and Jacobi played a major role in creating the electrotechnical school in St. Petersburg. In the second half of the 19th century, their students and followers developed their works of practical and scientific electrical engineering.

Keywords: electrical engineering in St. Petersburg, V.V. Petrov's Research, the practical use of electricity, B.S. Jacobi the first electric motor, the Success of the representatives of this school.

Citation:
B.I. Ivanov, The role of St. Petersburg scientists of the XVIII–XIX century in the development of electromachinery, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 197–211, DOI: 10.18721/JEST.240316.

Электротехника в Санкт-Петербурге была одной из ведущих отраслей науки и промышленности. Российская столица рано откликнулась на потребность в изучении электричества, исследованием которого начиная с XVIII века занялись ученые разных стран [1, с. 1]. Именно к XVIII веку относятся работы профессора Болонского университета Л. Гальвани, длительное время изучавшего действие статического электричества на живую ткань и использовавшего в качестве своеобразного датчика лапки препарированных лягушек. Он доказал тем самым существование биоэлектричества. Его современник и соотечественник физик А. Вольта открыл контактную разность потенциалов, возникающую при соприкосновении двух разнородных проводников и создал в 1799 году первый источник электрического тока – «вольтов» столб, получивший впоследствии название гальванического элемента.

К XVIII веку относится и начало исследований электричества российскими учеными, положенное призывом академика Петербургской академии наук Л. Эйлера, прозвучавшим еще в 1744 г., *«исследовать причину электричества»*. Эта миссия была возложена на отечественного ученого, получившего звание профессора, Г.В. Рихмана и адъюнкта М.В. Ломоносова [1 с. 2]. Ареной будущих основных работ в области электротехники стал физический кабинет Петербургской академии наук, созданный одновременно с основанием Академии в 1725 г.

«Громовые машины» Рихмана и Ломоносова

Работы по экспериментальной физике начались после появления в 1733 году на кафедре физики Академии Г.В. Крафта, действовавшего в тесном контакте с теоретиками Д. Бернулли и Л. Эйлером. Ему принадлежит первый учебник по физике «Начальные основания учения о природе», в котором были изложены и проблемы магнетизма. После ухода Крафта кафедру физики возглавил Рихман. Благодаря его усилиям физический кабинет Академии наук превратился в научно-исследовательский центр по экспериментальной физике. Стремясь пополнить кабинет современным оборудованием, Рихман сам конструировал новые приборы. Но главным его делом стало изучение электричества. В первую очередь Рихман создал «указатель электричества», а изобретенный к тому времени конденсатор – лейденская банка – подсказал ему путь к другому принципиальному шагу – применению усилителя. Лейденская банка, скомпонованная с указателем, делала его более чувствительным и точным. Узнав в 1750 году об опытах американского физика Б. Франклина с атмосферным электричеством, Рихман летом 1752-го изготовил экспериментальную установку для изучения атмосферного электричества. Она состояла из металлического прута, возвышающегося над кровлей дома (5-я линия Васильевского острова) и соединенного с указа-

телем электричества; установка была изолирована от земли. В мае 1753 года Рихман провел чрезвычайно удачные опыты, отметив: чем меньшее время отделяло гром от молнии, тем на больший угол отклонялась нить указателя. Это подтверждало предположение о зависимости напряженности электрического поля от расстояния до его источника. 26 июля того же года Рихман наблюдал за указателем электричества, находясь вблизи металлического прута. Рядом стоял гравер И.А. Соколов, приглашенный для зарисовки опыта. Неожиданно, как описано в «Санкт-Петербургских ведомостях» от 3 августа 1753 г., *«из прута без всякого прикосновения* вышел бледно-синеватый огненный клуб с кулак величиною, шел прямо ко лбу профессора, который в самое то время, не издав ни малого голосу, упал назад, на стоявший позади него сундук. В самый же тот момент последовал такой удар, будто из малой пушки выпалено было». Оглушенный Соколов также упал, но быстро вскочил и выбежал из дома. Жена Рихмана, первая обнаружившая бездыханного мужа, послала за М.В. Ломоносовым. Вызванные врач и полицейские констатировали смерть. В тот же день Ломоносов написал фавориту императрицы И.И. Шувалову письмо, в котором призвал не истолковывать неожиданную гибель ученого против продолжения научных исследований: *«Не думаю, чтобы внезапным поражением нашего Рихмана натуру испытающие умы устрашились и электрической силы в воздухе законы изведовать перестали»* [1, с. 4].

Сам Ломоносов продолжал исследования атмосферного электричества. Как и Рихман, он создал собственные «громовые машины» в 1752 году: одну – в своем доме на 2-й линии Васильевского острова, другую – под Ораниенбаумом, на Усть-Рудицкой фарфоровой фабрике. 26 ноября 1753 года на публичном собрании Академии наук Ломоносов прочитал (по-русски) свое «Слово о явлениях воздушных», где впервые указал, что образование грозы всегда связано с присутствием вертикальных восходящих воздушных потоков вследствие нарушения равновесия в атмосфере, нагреваемой солнцем. Он также впервые правильно предположил, что электрические заряды распределяются мельчайшими капельками по всему объему облака. Применив методику Рихмана, Ломоносов показал, что электрическое поле в атмосфере существует не только во время грозы, но и при ясной безоблачной погоде, подтвердил полное тождество природы молнии и электрической искры, высказал убеждение в электрической природе северного сияния. Одним из первых он пришел к выводу о необходимости широкого применения громоотводов.

В 1756 году, обобщив исследования атмосферного электричества и представления ученых XVIII века об искусственном электричестве, которое возникало в основном от трения, Ломоносов в своей книге «Теория электричества, изложенная математически» (написана по-латыни), делает окончательный вывод о тождестве природного и искусственного электричества.

В 1757 году руководителем физического кабинета и кафедры физики назначается Ф.У. Эпинус, который изучает электро- и магнитостатические явления. Нагревая минерал турмалин, он обнаруживает возникновение электрических зарядов – пироэлектричество. Ученый создал конструкции первого воздушного конденсатора и электрофора, а в своем фундаментальном труде «Опыт электричества и магнетизма» (1759) впервые доказал сходство электрических и магнитных явлений, заложил основы теории электростатической и магнитной индукции, разработал теорию лейденской банки, подтвердившую предположение Рихмана о характере процесса ее заряда. Занимался Эпинус и громоотводами. Рихман, Ломоносов и Эпинус выполнили теоретическую разработку грозозащитных устройств. Мысль о защите людей от грозы зародилась еще в древности.

Римские легионеры во время стоянок втыкали для этого в землю остриями вверх свои бронзовые копья. Однако защита людей и строений от разрушительного действия атмосферного электричества стала системой только со второй половины XVIII века с помощью молниеотводов, первые конструкции которых были созданы Франклином. В России это произошло в августе 1772 года, когда вышло высочайшее повеление установить громоотвод на колокольне Петропавловского собора, который в результате удара молнии в 1756 году *«Божиим благословением... совсем сгорел»*. Вскоре столица России обзавелась десятками громоотводов.

Школа В.В. Петрова

Дальнейшие работы по изучению электричества связаны с именем В.В. Петрова [1, с. 7]. В 1791 году Петров получил назначение преподавателем физики и математики в Медико-хирургическое училище при Главном сухопутном корпусе, преобразованное в 1795-м в Медико-хирургическую академию. В стенах этой академии в дальнейшем и протекала педагогическая деятельность Петрова, продолжавшаяся около 40 лет. Благодаря его стараниям и хлопотам физический кабинет академии сделался лучшим в России.

В 1802 году Петров создал крупнейшую по тому времени гальваническую батарею. Он установил зависимость силы постоянного тока от площади поперечного сечения проводника, широко применял параллельное соединение электрических цепей. Проводил исследования химического действия тока и измерял электропроводность различных веществ, предложил покрывать изоляцией электрические проводники. Изучал явление электрического разряда в вакууме, исследовал явление люминесценции. Создал оригинальные электрические приборы для изучения электрических явлений в различных газовых средах.

Исследования Петрова положили начало работам по практическому применению электричества. Безусловно, главным его открытием было явление электрической дуги, описанное им в книге «Известие о гальвано-вольтовских опытах, которые производил профессор физики Василий Петров посредством огромной наиначе баттереи, состоявшей иногда из 4200 медных и цинковых кружков и находящейся при Санкт-Петербургской Медико-хирургической Академии». В главе VII этой книги, изданной на русском языке в 1803 году, описаны наблюдения и опыты, приведшие к такому открытию:

«Если на стеклянную плитку или на скамеечку со стеклянными ножками будут положены два или три древесных угля, способные для произведения светоносных явлений посредством гальвано-вольтовой жидкости, и если потом металлическими изолированными направителями, сообщенными с обоими полосами огромной баттереи, приближать оные один к другому на расстоянии от одной до трех линий, то появляется между ними весьма яркий, белого цвета, свет или пламя, от которого оные угли скорее или медлительнее загораются и от которого темный покой довольно ясно освещен быть может».

Это и была первая «вольтова дуга». Однако в силу намеренного замалчивания открытия Петрова заведующим физическим кабинетом Петербургской академии наук Л.Ю. Крафтом и непременным секретарем Академии Н.И. Фуссом об открытии Петрова узнали только через восемьдесят с лишним лет, когда в 1887 году в журнале «Электричество» появилась статья научного сотрудника Петербургского университета Н.В. Попова, в которой сообщалось, что открытие электрической дуги сделано Василием Владимировичем Петровым, а не англичанином Г.Дэви, как до тех пор считалось в научном мире. Доказательством этого послужила найденная в архивах уже упоминавшаяся нами книга В.В. Петрова [1, с. 10].

С 1814 по 1828 год Петров возглавлял физический кабинет Академии наук, и в это время его научная работа велась не только в Ме-

дико-хирургической академии. С 1828-го физический кабинет возглавил Г.Ф. Паррот, до 1826 года бывший ректором Тартуского университета и в том же году избранный ординарным академиком Петербургской академии наук, где руководил кафедрой физики. С 1840 по 1874-й физический кабинет возглавляли выдающиеся электротехники Э.Х. Ленц и Б.С. Якоби, о которых пойдет рассказ чуть дальше.

Павел Львович Шиллинг фон Канштадт (Schilling von Canstadt Paul), 05(16).04.1786, Ревель – 25.07.(06.08.).1837, СПб. Электротехник и востоковед. Корреспондент по разряду литературы и древностей Востока Императорской академии наук (ИАН) (1828) [6, с. 25]. Окончил 1-й кадетский корпус (1802), около года служил в Генштабе русской армии, затем перешел в Восточный департамент МИД. Исследователь народов Азии, организатор экспедиций, собиратель рукописей. Инициатор метода печати и размножения топографических карт и других военных документов. Организовал первую в России гражданскую литографию при МИД. Наиболее важные работы – в области электротехники. Впервые показал на р. Неве в Петербурге взрыв изобретенной им электрической мины (1812). Одновременно завершил создание электромагнитного телеграфа и организовал на своей петербургской квартире (Марсово поле, д. 7, где есть мемориальная доска) первые публичные демонстрации его действия (9 окт. 1832). Для электрической мины и телеграфа предложил конструкции изолированного электрического провода для прокладки в земле и под водой. Вокруг здания Адмиралтейства в Санкт-Петербурге Шиллинг проложил телеграфный кабель, соединивший аппараты, установленные в крайних помещениях здания. Успешно проводившиеся здесь более года опыты электрического телеграфирования наглядно доказали практическую пригодность изобретения. Похоронен на Смоленском лютеранском кладбище [6, с. 26].

Эмилий Христианович (Генрих Фридрих Эмиль) Ленц (1804–1865) – знаменитый российский физик, океанограф и путешественник, профессор, доктор филологии, действительный член Российской академии наук, участник второго кругосветного плавания О.Е. Коцебу, исследователь Камчатки [2, с. 10].

Родился 12 февраля 1804 года в городе Дерпте (в настоящее время Тарту, Эстония) в семье обер-секретаря городского магистрата. Рано потерял отца. Учился сначала в частной школе, потом в гимназии. Увлекался естественными науками, математикой, языками. В 1820 году поступил на физико-математический факультет Дерптского университета, где изучал физику и физическую географию под руководством профессора Г. Пайпера. Трудное материальное положение, в котором оказалась семья после смерти отца, вынудило юношу перевестись на третьем курсе на теософский факультет. Самому же Э.Х. Ленцу карьера богослова была не по душе. И когда профессор Г. Пайпер, понимая его состояние, выхлопотал ему место во втором кругосветном плавании О.Е. Коцебу на шлюпе «Предприятие», студент-физик (будущий знаменитый российский ученый) тотчас воспользовался этой возможностью.

Участие в кругосветном плавании в 1823–1826 годах, во время которого он занимался геофизическими, океанологическими и гидрологическими исследованиями, стало для Э.Х. Ленца подлинной школой. Эмилий Христианович вернулся в Петербург, по существу, зрелым ученым. Результаты научных исследований этой экспедиции он опубликовал в 1831 году в «Мемуарах Академии наук».

По возвращении из экспедиции Э.Х. Ленц ушел из университета и некоторое время жил вместе с матерью в Дерпте. Затем перебрался в Петербург. Год спустя ученый с блеском защитил в Гейдельберге докторскую диссертацию по результатам своих недавних океанологических исследований. В 1828 году за выдающиеся результаты геофизических исследований (работа «О солености морской воды и ее тем-

пературе в океанах на поверхности и в глубине»), осуществленных во время экспедиции, Эмилий Христианович был избран адъюнктом Петербургской академии наук по кафедре физики. По заданию Академии Э.Х. Ленц в 1829–1830 годах проводил геодезические измерения в высокогорных районах Кавказа и гидрологические исследования на Каспийском море. В 1830 году он был избран экстраординарным академиком Петербургской академии наук, а в 1834 году стал ее академиком. В 1834 году Эмилий Христианович был членом комитета под председательством адмирала Грейга по построению обсерватории, а также инспектором воспитательных заведений и частных пансионатов столицы.

Продолжая настойчиво заниматься физическими исследованиями, Э.Х. Ленц более 30 лет преподавал физику и физическую географию в различных военных и гражданских высших учебных заведениях Петербурга (в 1835–1841 годах – в Морском корпусе, в 1848–1861 годах – в Михайловской артиллерийской академии, в 1851–1859 годах – в педагогическом институте), а также читал лекции по физике великим князьям Константину, Николаю и Михаилу Николаевичам и великим княжнам Ольге и Александре Николаевнам. В 1836 году Эмилий Христианович возглавил кафедру физики и физической географии Петербургского университета. С 1840 года он стал деканом физико-математического факультета, а в 1843 году был избран ректором Петербургского университета.

Одновременно с преподавательской деятельностью Э.Х. Ленц все эти годы регулярно выезжал в научные экспедиции. В 1837 году он совершил экскурсию в южные степи, в 1839 году – поездку на Эльбрус. Ученый изучал колебания уровня Каспийского моря, химические и физические процессы, происходящие в водах Азовского и Черного морей, а также активно работал в Русском географическом обществе, в котором состоял со дня его основания. В 1840 году Э.Х. Ленц был удостоен степени доктора Гельсингфорского университета.

Тяжелое заболевание глаз вынудило Э.Х. Ленца в 1864 году прервать научную и педагогическую деятельность и уехать на лечение в Рим. Здесь его состояние улучшилось благодаря стараниям врачей, перемене климата, а главное – отдыху. Он стал видеть, начал понемногу читать и даже пытался работать. Однако улучшение было недолгим – 29 января 1865 года Эмилий Христианович скоропостижно скончался и был похоронен в Риме на одном из протестантских кладбищ.

Э.Х. Ленц известен многими открытиями в области физики. Но среди его научных работ особенно известны две. В 1833 году он установил правило определения направления электродвижущей силы индукции (так называемый закон Ленца), а в 1842 году (независимо от Дж. Джоуля) – закон теплового действия электрического тока (известный как закон Джоуля–Ленца). Кроме того, совместно с Б.С. Якоби Эмилий Христианович впервые разработал методы расчета электромагнитов в электрических машинах [2, с. 15].

Мориц Герман (Борис Семенович) Якоби (Jacobi Moritz Hermann), 09(21) 09.1801, Потсдам – 27.02(11.03).1874. СПб. Физик, изобретатель в области электротехники и гальванопластики. Член-корреспондент по разряду физики ФМО (1838), адъюнкт по кафедре практической механики и теории машин (1839), экстраординарный академик (прикладная математика, 1842), ординарный академик (технология и прикладная химия, 1847) ОФМН, ординарный академик (физика, 1865) ФМО Императорской академии наук (ИАН). Первая премия и Большая золотая медаль на Всемирной выставке в Париже (1867), член-корреспондент и почетный член многих международных и отечественных научных обществ и академий, в том числе ВЭО (1840) [3, с. 15]. Учился в Берлинском и Геттингентском университетах. В 1829-м получил диплом архитектора и работал по специальности. В 1834 году переехал в Кенигсберг или Дерпт, а в 1837,

приняв русское подданство, поселился в Санкт-Петербурге. Работал преимущественно в ИАН, руководил прокладкой первых кабельных линий между Петербургом и Царским Селом (1841–1843), был членом комиссий по присуждению Демидовских (1852–1864) и Ломоносовских (1865–1872) премий. Основные работы в области электротехники: изучал электромагнетизм, сконструировал электродвигатель с коммутатором оригинальной конструкции (1834). Решал проблемы практического применения электричества, главным образом в военном деле, а также на транспорте. В 1838–1839 на Неве проводили испытания электрохода – судна с электродвигателями. Сконструировал около десяти типов телеграфных аппаратов, в т. ч. первый буквопечатающий телеграфный аппарат (1850). Занимался также разработкой гальванических батарей и созданием новых образцов минного оружия. Исследовал процессы гальванотехники. Большие заслуги принадлежат Якоби в области электрических измерений, а также метрологии. По его инициативе и при непосредственном участии была создана Метрическая конвенция и организован Международный комитет мер и весов. Якоби похоронен на Смоленском кладбище в Петербурге [3, с. 16].

Роль Э.Х. Ленца и Б.С. Якоби в становлении петербургской электротехнической школы

Петербургские ученые – Б.С. Якоби и Э.Х. Ленц – внесли большой вклад в развитие электротехники в 30–40-е годы XIX века, проведя важные теоретические исследования в области электрических машин и электромагнетизма (открытие обратимости электрических машин, явления реакции якоря, исследование свойств электромагнетизма и др.) и сделав ряд практических изобретений в области электротехники [4, с. 17].

По рекомендации Г.Ф. Паррота, ректора Тартуского университета, в 1826 году избранного ординарным академиком и переехавшего в Петербург, где он возглавил кафедру физики, в 1828 году профессор Тартуского университета Э.Х. Ленц был избран адьюнктом Петербургской академии наук. Все основные открытия Э.Х. Ленца пришлись на 36-летний период жизни в Петербурге. В мае 1831 года он начал свои плодотворные опыты по исследованию электромагнитных явлений с изобретения и усовершенствования измерительных приборов. В 1832 году Ленц создает теорию баллистического гальванометра и строит первый прибор. Ленц дал первую количественную оценку явлению индукции, впервые в мире вывел формулу для расчета обмотки генератора, созданного вскоре его коллегой и другом Б.С. Якоби. Баллистический метод измерения позволил Ленцу приступить к количественному определению зависимости сопротивления проводника от температуры. В 1833 году опыты Ленца привели к открытию фундаментального закона электромагнитной индукции, носящего его имя («правило Ленца»). Открытый им закон послужил установлению принципа обратимости электрической машины за два года до появления двигателя Якоби. И, наконец, в начале 40-х годов Э.Х. Ленц и независимо от него Дж. Джоуль (Англия) установили количественные характеристики теплового действия тока («закон Джоуля–Ленца»). В 1839 году Ленц произнес на торжественном акте в Петербургском университете речь «О практическом применении гальванизма», в которой обрисовал перспективы применения электричества, отдав должное приоритету Шиллинга (телеграф, зажигание мин), Якоби (гальванопластика, электродвигатель). О творческом сотрудничестве Ленца и Якоби следует сказать особо. В научном плане они прекрасно дополняли друг друга, и это сказалось на результатах деятельности обоих ученых, в которых исключительные аналитические способности Ленца сочетались с конструкторским талантом Якоби. Так, в 1839–1843 годах они поставили ряд

опытов по электромагнетизму, которые приводили, в сущности, к установлению понятий об основных магнитных величинах: потоке, индукции, напряженности.

С именем Б.С. Якоби, ставшим гражданином России благодаря великому А. Гумбольдту, связан ряд практических изобретений в области электротехники. В 1834 году Б.С. Якоби построил первый электродвигатель, а в 1838-м его новый двигатель, получив ток от гальванической батареи, мог перемещать лодку на Неве против течения с большой скоростью.

В этот период постоянный ток начинает применяться для различного рода электрохимических процессов. Из электрохимических процессов наибольшее распространение в этот период получили покрытие одних металлов другими (золочение, серебрение) и гальванопластика, изобретенная Б.С. Якоби в 1838 году и сразу нашедшая широкое применение [4, с. 20].

Потребности снабжения гальванопластических установок током вызвали ряд весьма интересных работ Якоби, выполненных отчасти совместно с Ленцем.

Таким образом, в этот первый период становления электротехники как технической науки, охватывающий отрезок времени с 1831 по 1870-е годы, ярко выделяются две крупные фигуры петербургских ученых – Ленца и Якоби. Теоретические исследования Ленца, заложившего научные основы электротехники, соединились с практическими работами Якоби, связанными с электротехнической изобретательностью. Они стояли у истоков петербургской электротехнической школы, формирование которой произошло несколько позднее, в 1870–1890-е годы.

Ленц и Якоби не были родоначальниками петербургской электротехнической школы в собственном смысле этого слова – это были лидеры, родоначальники первой петербургской физической школы, посвятившие себя исследованию электрических и магнитных явлений и их практическому применению. Не случайно, что и Ленц, и Якоби с 1840 по 1874 год возглавляли физический кабинет Академии наук (Ленц – с 1840 по 1865 г., Якоби – после его смерти, с 1865 по 1874 г.). Ленц, кроме того, без малого три десятилетия был связан с Петербургским университетом, возглавляя кафедру и создав российскую школу физики. В течение многих лет кафедры физики в высших школах Петербурга, Москвы, Казани и других городов занимали или ученики Ленца, или ученики его учеников (Ф.Ф. Петрушевский, М.А. Шателен, В.Ф. Миткевич, А.С. Попов, Д.А. Лачинов и др.). Необходимо отметить, что как Ленц не принадлежал к числу ученых, преданных лишь «чистой науке» (с не меньшей тщательностью занимался он решением актуальных прикладных задач, в частности в области электрических машин и аппаратов приборостроения или источников тока), так и Якоби, занимавшийся по преимуществу изобретательской деятельностью и являющийся родоначальником отечественной практической электротехники, много и плодотворно работал в теоретической области. Однако в конечном счете каждый из них олицетворял свою линию в физике (Ленц – теоретическую, а Якоби – практическую), в дальнейшем получившие развитие в трудах их учеников и последователей, образовавших на базе физической школы Ленца–Якоби петербургскую электротехническую школу. Виднейшими представителями ее были Д.А. Лачинов, В.Н. Чиколев, П.Н. Яблочков, А.Н. Лодыгин, Н.Н. Бенардос, Н.Г. Славянов, а позднее М.А. Шателен, В.Ф. Миткевич, С.Н. Усатый, Г.А. Люст и др.

Эта научно-техническая школа не имела ярко выраженного лидера, а возникла как итог достижений групп ученых и их последователей, объединенных общностью концепции, принципов и методов исследования, которые постоянно совершенствовались и при этом сохраняли определенную преемственность.

Успехи представителей этой школы значительны и признаны во всем мире. И в основе

этих успехов – деятельность двух выдающихся представителей отечественной электротехники – Э.Х. Ленца и Б.С. Якоби [4, с. 22].

Роль Д.А. Лачинова в развитии электротехники

Во второй половине XIX века наряду с учеными, заложившими основы практической электротехники (В.Н. Чиколев, А.Н. Лодыгин, П.Н. Яблочков, М.О. Доливо-Добровольский и др.), большой вклад в ее развитие внесли российские физики (Ф.Ф. Петрушевский, И.И. Боргман, О.Д. Хвольсон, Н.Г. Егоров, Д.А. Лачинов и др.). Они подводили теоретический фундамент под многие изобретения и технические новшества, которые создавались практиками, а также способствовали распространению теоретических знаний среди русских электротехников.

Особенно интересна в этом отношении деятельность Д.А. Лачинова, соединившая в одном лице физика-теоретика, ученика Э.Х. Ленца, и изобретателя оригинальных электротехнических устройств, машин, приборов и технологических приемов [5, с. 23].

Дмитрий Александрович Лачинов, 10(22).05.1842, с. Лесное Конобеево Тамбовской губернии – 15(28).10.1902, СПб. Окончил гимназию с серебряной медалью (1859) и физико-математический факультет СПбУ (1864) [10, с. 31]. Преподавал физику в Земледельческом (с 1877 Лесном) институте, доцент (1877), профессор кафедры физики и метеорологии (1890). Создал одну из первых в России учебных лабораторий по физике и хорошо оборудованный физический кабинет, пригодный для научных исследований. Одновременно создал метеорологическую станцию, на которой с 1890 года проводил ежедневные трехразовые наблюдения по программе метеостанций II разряда. Д.А. Лачинов – член-организатор физического отделения РФХО и VI (электротехнического) отделения РТО, член ряда зарубежных научных обществ, почетный инженер-электрик Электротехнического института в Санкт-Петербурге (1899); награжден французским орденом Почетного легиона (1881), бронзовой медалью Международной электротехнической выставки в Париже (1881). Генеральный комиссар Русского отделения на Международной электротехнической выставке в Париже (1881). Основные труды в области технических приложений электричества: решил проблему передачи электроэнергии на большое расстояние (1880). В 1888 предложил электролитический способ промышленного производства водорода и кислорода и применение обогащенного кислородом дутья в металлургии. Неоднократно выступал в защиту приоритета А.С. Попова в изобретении системы радиосвязи [10, с. 32].

Д.А. Лачинов был участником международных электротехнических конгрессов, организатором выставок, активнейшим сотрудником журнала «Электричество», деятельным членом Русского физико-химического общества и одним из ведущих деятелей VI (электротехнического) отдела Русского технического общества.

Энергия Д.А. Лачинова, его большая общественная, научная и преподавательская деятельность оставили яркий след в развитии не только электротехники, но и физики, и метеорологии.

Крупнейшей заслугой Д.А. Лачинова как электротехника является разработка теории передачи электрической энергии на расстояние, что нашло отражение в работах отечественных историков науки и техники.

Но в его наследстве есть много других трудов, затрагивающих все основные вопросы электротехники, занимавшие умы отечественных и зарубежных ученых во второй половине XIX века.

Своими трудами Д.А. Лачинов способствовал возвышению и развитию отечественной электротехники, укреплению авторитета русской науки в глазах мирового научного сообщества [5, с. 24].

Павел Николаевич Яблочков, 02(14).09.1847, Сердобский уезд Саратовской губернии – 19(31).03.1894, Саратов. Изобретатель-электротехник. Окончил Николаевское инженерное училище (1866) и Техническое гальваническое заведение (1869) в СПб. Основные работы – в области электрического освещения, создания электрических машин, химических источников света. В 1875-м изобрел электрическую свечу («свеча Яблочкова»), первую модель дуговой лампы, которая была опробована в 1879 для освещения Литейного моста и пл. Александрийского театра. Внедрил в практику однофазный переменный ток, разработал методы питания произвольного числа свечей от одного генератора [7, с. 26]. Многие конструкции Яблочкова запатентованы во Франции, где он работал. Кульминация его успехов – Парижская выставка 1878 года. Предложил первые трансформаторы переменного тока, принцип централизованного производства электроэнергии (1879) и канализации ее к месту потребления по сетям. Организовал «Товарищество электрического освещения» и электромеханический завод в СПб (1879). Ему удалось довести дуговые электрические лампы накаливания до практического совершенства и начать с 1881-го их фабричное производство. В 1893-м переехал в Саратов, где и скончался. В Санкт-Петербурге в 1952-м именем Яблочкова названа улица – от Кронверкского пр. до пер. Талалихина на Петроградской стороне (бывшая ул. Эдисона) [7, с. 27].

Александр Николаевич Лодыгин, 06(18).10.1847, Тамбовская губерния – 16.03.1923, США. В 1858–65 годах Лодыгин обучался в Воронежском кадетском корпусе, окончил Московское юнкерское училище (1867), в 1869 вышел в отставку. В 1870–84 и 1907–17 годах Лодыгин жил в Петербурге, слушал лекции в СПбУ. Электротехник и физик, один из основателей электротермии. Ломоносовская премия ИАН (1874), почетный инженер-электрик Электротехнического института в СПб (1899). Один из организаторов электротехнического отделения РТО и журнала «Электричество». Изобрёл угольную лампу накаливания (1872) [8, с. 27]. В 1873-м демонстрировал ее образцы в Санкт-Петербургском технологическом институте, проводил опыты электрического освещения предприятий, улиц, кораблей (в Галерной гавани). В 1872-м подал заявку, в 1874 получил в России привилегию (№ 1619 от 11 июля 1874 г.) на лампу накаливания. Это изобретение Лодыгин запатентовал в девяти европейских странах (Австрия, Великобритания, Бельгия и др.) и в Индии. Позже лампы Лодыгина применялись для освещения магазина на Большой Морской улице, во время подводных работ при строительстве Литейного моста [8, с. 28]. В том же году в Санкт-Петербурге было организовано «Товарищество электрического освещения А.Н. Лодыгин и К°», которое было скоро ликвидировано. Лодыгин вынужден был работать простым слесарем-инструментальщиком в петербургском Арсенале (до 1876), затем мастером-металлургом на заводе принца Ольденбургского (до 1878) и некоторое время в товариществе «П.Н. Яблочков-изобретатель». В начале 1880-х Лодыгин уехал за границу, где работал до 1905 и после 1916. Именем Лодыгина в 1952 назван переулок (быв. Таракановский, между Рижским пр. и Курляндской ул.). Умер в США [8, с.28].

Владимир Николаевич Чиколев, 15(27).08.1845, с. Пески Смоленской губернии – 06(18).03.1898, СПб. Элетротехник. Окончил Александровский кадетский корпус в Москве, там же продолжил образование в военное училище, но в 1863-м оставил военную службу и поступил вольнослушателем на физико-математический факультет МГУ, который окончил в 1867. Работал лаборантом-физиком в Петровской земледельческой академии, с 1870 – в МВТУ, совмещая преподавательскую и изобретательскую деятельность. В 1876-м переехал в СПб. В 1876–98 годах служил в Электротехническом отделе Главного артиллерийского управления. На этой службе он оставался до конца жизни,

занимаясь вопросами безопасного применения электрической энергии на заводах и в мастерских артиллерийского ведомства [9, с. 29].

Крупный специалист в области электрического освещения, активный пропагандист применения электричества в быту и на производстве. На Московской политехнической выставке в 1872 году демонстрировались его электрический привод для швейной машины, электродвигатель, улучшения химических источников тока. За них он получил золотую и серебряную медали, а после закрытия выставки принял активное участие в организации на ее основе Политехнического музея. В 1873-м создал свою первую дуговую лампу с регулятором расстояния между углями. Продолжая развивать идею дифференциальных регуляторов, в 1879-м построил получившую широкую известность дифференциальную дуговую лампу, постоянно улучшал ее конструкцию. Разработанные им дуговые источники света мощностью 3000 и более свечей использовались в прожекторах и для уличного освещения. Устроенное им электрическое (вместо газового) освещение Литейного моста действовало в 1879–80 годах 227 дней и было высоко оценено Особой комиссией, отметившей, что «никакой другой свет, употребляемый до сих пор в практике для освещения мостов, не в состоянии с ним конкурировать» [9, с. 30]. Один из организаторов VI (электротехнического) отдела РТО (1880), первой Электротехнической выставки в Соляном городке Петербурга и журнала «Электричество», в издании которого играл весьма заметную роль. В этот период выступал с популярными лекциями, пропагандирующими электрическое освещение и электрическую тягу, публикует научно-популярные работы «Не быль, но и не выдумка», «Чудеса техники и электричества» и др. В 1892 году вышла в свет его небольшая книга, содержащая обширный материал по теоретическим расчетам и практическому исследованию прожекторов с помощью объективного фотографического метода. Переведенная на французский и немецкий языки, она вошла в серию В. Оствальда «Классики точных наук». В споре между сторонниками переменного и постоянного тока Чиколев выступал на стороне последних (вместе с В. Томсоном, Т. Эдисоном и рядом других ученых). Когда требовалось получить маломощные светильники, он прибегал к оптическому дроблению светового потока. Такую оптическую распределительную систему построил на Охтенском пороховом заводе в 1887 году, считая ее менее опасной в противопожарном отношении [9, с. 31].

Михаил Осипович Доливо-Добровольский, 21.12.1861(02.01.1862), СПб – 15.11.1919, Гейдельберг (Германия). Электротехник. В 1878 поступил в Рижский политехнический институт, но был уволен за участие в политических выступлениях студентов. В 1884 окончил Дармштадтское Высшее техническое училище, с небольшими перерывами до конца жизни работал в электротехнической компании AEG (Allgemeine Elektricitats-Gesellschaft) на должности конструктора и главного электрика (шеф-электрика), создав множество крупных изобретений, в том числе техники трехфазного тока [11, с. 34]. Почетный инженер-электрик Санкт-Петербургского электротехнического института (1903), почетный доктор-инженер Высшей технической школы в Дармштадте (1911) [11, с. 32]. Никогда не терял своих связей с Россией и Санкт-Петербургом. Уже в студенческие годы, в январе 1882, на Второй Санкт-Петербургской электротехнической выставке им демонстрировалась «кнопка-элемент». В 1884–85 гг. Доливо-Добровольский выступил со своими статьями в журнале «Электричество». Вел постоянную переписку с учеными и инженерами Санкт-Петербурга, присутствовал на Первом Всероссийском электротехническом съезде (СПб, дек. 1899), на котором выступил с докладом «Современное развитие техники трехфазного тока». В 1899-м ему был предложен пост декана электромеханического факультета готовившегося

к открытию Политехнического института, и он ответил согласием. Однако многочисленные дела на заводах фирмы AEG и незавершенные работы, а позднее длительная болезнь не позволили Доливо-Добровольскому переехать на постоянное место жительства в Санкт-Петербурге.

Александр Степанович Попов, 04(16).03. 1859, пос. Турьинские Рудники Пермской губернии – 31.12.1905 (13.01.1906), СПб. Физик и электротехник. Окончил физико-математический факутьтет СПбУ (1883). Преподавал в Минном офицерском классе и Морском техническом училище (Кронштадт). С 1901 был заведующим кафедрой физики, а с 1905 – одновременно директором Электротехнического института. Изобретатель радиосвязи, основоположник радиотехники. В 1894 создал действовавший приемник сигналов, излучаемых модифицированным вибратором Герца, с которым проводил опыты по передаче и приему сигналов на расстояние. В 1895-м доложил об изобретенной им системе связи без проводов и продемонстрировал возможность с ее помощью передавать и принимать короткие и продолжительные сигналы (в 1945-м этот день объявлен Днем радио) [12, с. 34]. При испытаниях была обнаружена чувствительность приемника к атмосферным разрядам, что позволило создать специальный прибор – грозоотметчик для фиксации атмосферных разрядов с автоматической записью на бумажной ленте. В начале 1896 года Попов сконструировал первый в России рентгеновский аппарат для Морского госпиталя; в 1899-м разработал более чувствительный приемник для приема телеграфных сигналов на слух, основанный на детекторном эффекте, открытом его помощниками П.Н. Рыбкиным и Д.С. Троицким. Этот приемник использовался на первой регулярной радиолинии длиной 47 км, построенной Поповым в 1900 году для организации аварийных работ на броненосце «Генерал-адмирал Апраксин». В том же году была открыта радиомастерская в Кронштадте – первое в России предприятие по производству и ремонту радиоаппаратуры [12, с. 35]. В 1901–1905 годах разработал ряд курсов по физике и радиотехнике, открыл радиолабораторию. А.С. Попов – почетный инженер-электрик, почетный член РТО, неоднократно награждался орденами, медалями, а также Большой золотой медалью на Всемирной выставке в Париже.

Ученики А.С. Попова – Д.А. Рожанский, Б.И. Зубарев, С.Я. Лифшиц. В 1945 году АН СССР учредила Золотую медаль им. А.С. Попова, его именем названа улица на Аптекарском острове, установлены памятник на Каменнном острове (1952, скульп. В.Я. Боголюбов, арх. Н.В. Баранов), бюст на набережной р. Крестовки (1958, скульп. М.Т. Литовченко), а также мемориальные доски в СПб (на Съездовской линии 31/32; ул. проф. Попова, 5; на Университет. наб., 7; на Почтамской ул., 7), а также на ряде зданий Кронштадта. (на Адмиралтейском просп., 7, ул. Аммермана, 31, ул. Урицкого, 35, Макаровской ул., 1, Советской ул., 43). Имя А.С. Попова присвоено Центральному музею связи, Школе связи в Кронштадте. Мемориальные музеи Попова созданы при СПб ЭТУ (1948) и в квартире по ул. Профессора Попова. Похоронен на Литераторских мостках [12, с. 36].

Николай Николаевич Бенардос, 26.05(08.07).1842, дер. Бенардосовка Херсонской губернии – 08(21).09.1905, г. Фастов Киевской губернии. Изобретатель, создатель электрической дуговой сварки. Золотая медаль РТО (1892). Учился в Университете св. Владимира в Киеве и в Петровской земледельческой и лесной академии в Москве. С 80-х гг.XIX века и почти до конца жизни жил в Санкт-Петербурге, где вначале работал в товариществе «П.Н. Яблочков-изобретатель и К°», а с 1885-го – в созданном им товариществе «Электрогефест» (на Выборгской стороне, угол наб. Большой Невы и Симбирской ул.), при котором был открыт «Завод для спайки металлов электричеством по способу Бенардоса»

[13, с. 37]. Начиная с 1865 г. Бенардосом было сделано и частично запатентовано в России и за границей более 100 изобретений в самых различных отраслях (сельское хозяйство, транспорт и др.). В 1882 году предложил способ электрической дуговой сварки (названный им «электрогефестом»), а в 1885–87 запантетовал свое изобретение в Германии, Франции, России, Италии, Англии, США, Бельгии, Швеции, Дании и др. странах. За успешное применение дуги в изобретенной им электрической сварке Электротехнический институт в СПб присвоил ему в 1899 звание почетного инженера-электрика [13, с. 37].

Николай Гаврилович Славянов, (23 апреля (5) 1854 – 5 (17) октября 1897) – русский инженер, изобретатель электрической дуговой сварки металлов. Родился в селе Никольское Задонского уезда Воронежской губернии. Отец, Гавриил Николаевич Славянов, в составе Волынского полка участвовал в Крымской кампании, в знаменитой обороне Малахова кургана. В 1856 году по состоянию здоровья вышел в отставку. Мать – Софья Алексеевна (Шаховская), дочь курского помещика. Н.Г. Славянов закончил Воронежскую гимназию. С 1872 года учился в Петербургском горном институте, сразу после окончания которого в 1877 году был направлен на частный Боткинский казенный горный завод, где прошёл путь от практиканта до смотрителя механического и токарного цехов, а затем стал главным механиком завода. Осенью 1877 года женился на Варваре Васильевне Ольдерогге. В 1881–1883 годах работал на Омутнинских заводах. Затем переехал в Пермь. С декабря 1883 года и до конца жизни работал на Пермских пушечных заводах, где и сделал большую часть своих изобретений [14, с. 38]. В 1887 году на «Пермском пушечном заводе» открыл электростанцию, которая работала при помощи динамо-машин и дуговых ламп. Электростанция имела назначение освещать завод в ночное время. В Екатеринбурге летом 1887 года динамо-машина, дуговые лампы, различные электроизмерительные приборы экспонировались на двухнедельной Урало-Сибирской научно-промышленной выставке. В ноябре 1888 года Н.Г. Славянов впервые в мире применил на практике дуговую сварку металлическим (плавящимся – в связи с чем он называл свой способ не сварка, а «электрическая отливка металлов») электродом под слоем флюса – до него применялись только угольные электроды, хотя в привилегии изобретателя дуговой сварки Бенардоса было указано: «уголь или другое проводящее вещество». В присутствии государственной комиссии он сварил коленчатый вал паровой машины в одном из цехов Пермских пушечных заводов. Для демонстрации возможностей сварочного аппарата Николай Гаврилович, придав форму стакана, сварил семь несплавляемых металлов и сплавов: колокольную бронзу, томпак, никель, сталь, чугун, медь, нейзильбер. За это произведение инженерной мысли на всемирной электротехнической выставке в 1893 году в Чикаго он получил золотую медаль с формулировкой «За произведённую техническую революцию». В металлургии Н.Г. Славянов предложил «ванный способ»: чтобы устранить утечку расплавленного основного и электродного металла, обрабатываемая деталь заключалась в формовку из кокса или кварца. Для защиты от вредного влияния атмосферы он предложил закрывать место сварки шлаком, толщина которого не препятствовала бы прохождению электрического тока. Славяновым был предложен автоматический регулятор длины сварочной дуги, названный им «электрическим плавильником», который позволил использовать вместо аккумуляторной батареи динамо-машину. Славянов работал над качеством металла, необходимого для поковки стволов пушек, т. н. «электрическим уплотнением металлов». Внутрь болванки заливался металл, сверху с помощью электрической дуги металл подогревался, пузырьки газа шли снизу вверх и металл ложился плотно без швов и прорезей.

Умер 5 октября 1897 года от разрыва сердца. Похоронен в ограде Свято-Троицкой церкви. В 1948 году перезахоронен возле «Пермского политехнического колледжа им. Славянова» [14, с. 40]

Заключение

Ученые, о которых рассказано в данной статье, жившие в разное время в Санкт-Петербурге, а также их ученики и последователи работали в различных организациях и учреждениях.

Они основали научные и инженерные школы, их имена сохранились в их открытиях и изобретениях, опубликованных ими книгах и в журнальных статьях, а также в музейных экспонатах и патентах. Они внесли заметный вклад в развитие практической и теоретической электротехники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов Б.И.** Звездное начало петербургской электротехники // Природа. 2003. № 9. С. 66–72.
2. **Лежнева О.А., Ржожницкий Б.Н.** Эмилий Христианович Ленц. М.; Л., 1952.
3. **Яроцкий А.В.** Борис Семенович Якоби. М., 1988.
4. **Иванов Б.И.** Роль Э.Х. Ленца и Б.С. Якоби в становлении петербургской электротехнической школы // Немцы в России: Петербургские немцы: Сб. статей. СПб., 1999. С. 119–125.
5. **Иванов Б.И.** Роль Д.А. Лачинова в развитии электротехники // Наука и техника: Вопросы истории и теории. Тезисы XIX Международной конференции Санкт-Петербургского отделения национального комитета по истории и философии науки и техники РАН (24–28 ноября 2008 г.). Вып. XXIV. СПб.: СПбФ ИИЕТ РАН 2008. 401 с.
6. **Яроцкий А.В.** Павел Львович Шиллинг. 1786–1837. М., 1963.
7. **Белькинд П.Д.** Павел Николаевич Яблочков. М., 1962.
8. **Иванов Б.И., Лодыгин А.Н.** Три века Санкт-Петербурга. Энциклопедия в 3-х томах. СПб.: Филологический факультет СПбГУ, 2004. Т. 2. Кн. 3. С. 649–650.
9. **Иванов Б.И. Лачинов Д.А.** Три века Санкт-Петербурга. Энциклопедия в 3-х томах. СПб.: Философский факультет СПбГУ, 2004. Т. 2. Кн. 3. С. 558–559.
10. **Артомонов И.Д.** Владимир Николаевич Чиколев. М., Л., 1948.
11. **Веселовский О.Н.** Михаил Осипович Доливо-Добровольский. М., Л., 1958.
12. **Радовский М.И.** Александр Степанович Попов. М., Л., 1963.
13. **Никитин В.** Николай Николаевич Бенардос. 1842–1905 // Люди русской науки. М.; Л., 1965.
14. **Гордеев А.И.** Николай Гаврилович Славянов. Жизнь и деятельность. М., 1962.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИВАНОВ Борис Ильич – *доктор философских наук главный научный сотрудник Санкт-Петербургского филиала Института истории естествознания и техники им. С.И. Вавилова РАН*
E-mail: b.i.ivanov@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 28.06.2018

REFERENCES

[1] **Ivanov B.I.** Zvezdnoye nachalo peterburgskoy elektrotekhniki [Star the beginning of Petersburg electrical engineering]. *Priroda*. 2003. № 9. S. 66–72. (rus.)

[2] **Lezhneva O.A., Rzhozhnickij B.N.** Jemilij Hristianovich Lenc. M.; L., 1952. (rus.)

[3] **Jarockij A.V.** Boris Semenovich Jakobi. M., 1988. (rus.)

[4] **Ivanov B.I.** Rol E.Kh. Lentsa i B.S. Yakobi v stanovlenii peterburgskoy elektrotekhnicheskoy shkoly [The Role of E.H. Lenz and B.S. Jacobi in the formation of the St. Petersburg electrotechnical school]. *Nemtsy v Rossii: Peterburgskiye nemtsy*: Sb. statey. SPb., 1999. S. 119–125. (rus.)

[5] **Ivanov B.I.** Rol D.A. Lachinova v razvitii elektrotekhniki [The Role Of D.A. Lachinov in the development of electrical engineering]. *Nauka i tekhnika: Voprosy istorii i teorii. Tezisy XIX Mezhdunarodnoy konferentsii Sankt-Peterburgskogo otdeleniya natsionalnogo*

komiteta po istorii i filosofii nauki i tekhniki RAN (24–28 noyabrya 2008 g.). Vyp. XXIV. SPb.: SPbF IIET RAN 2008. 401 s. (rus.)

[6] **Yarotskiy A.V.** Pavel Lvovich Shilling. 1786–1937. M., 1963. (rus.)

[7] **Bel'kind P.D.** Pavel Nikolaevich Jablochkov. M., 1962. (rus.)

[8] **Ivanov B.I., Lodygin A.N.** Tri veka Sankt-Peterburga. Jenciklopedija v 3-h tomah. SPb.: Filologicheskij fakul'tet SPbGU, 2004. T. 2. Kn. 3. S. 649–650. (rus.)

[9] **Ivanov B.I. Lachinov D.A.** Tri veka Sankt-Peterburga. Jenciklopedija v 3-h tomah. SPb.: Filosofskij fakul'tet SPbGU, 2004. T. 2. Kn. 3. S. 558–559. (rus.)

[10] **Artomonov I.D.** Vladimir Nikolaevich Chikolev. M.; L., 1948. (rus.)

[11] **Veselovskiy O.N.,** Mikhail Osipovich Dolivo-Dobrovolskiy. M.; L., 1958. (rus.)

[12] **Radovskiy M.I.** Aleksandr Stepanovich Popov. M.; L., 1963. (rus.)

[13] **Nikitin V.** Nikolaj Nikolaevich Benardos. 1842–1905. *Ljudi russkoj nauki*. M.; L., 1965. (rus.)

[14] **Gordeev A.I.** Nikolaj Gavrilovich Slavjanov. Zhizn' i dejatel'nost'. M., 1962. (rus.)

THE AUTHORS

IVANOV Boris I. – *St. Petersburg branch of the Institute for the history of science and technology*
E-mail: b.i.ivanov@mail.ru

Received: 28.06.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.240317
УДК 001:929:62

А.Г. Морачевский

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

ПУТЬ ОТ ЛУЧЕЙ БЕККЕРЕЛЯ К АТОМНОЙ БОМБЕ

Открытие французскими учеными Анри Беккерелем, Мари Кюри и её мужем Пьером Кюри явления радиоактивности принадлежит к числу самых величайших подвигов в истории науки. Еще в 1896 г. А. Беккерель обнаружил, что соединения урана испускают глубоко проникающее излучение, которое является внутренним свойством урана. В 1898 г. Мари и Пьер Кюри, проведя длительные и тяжелейшие исследования, пришли к выводу, что в урановой руде содержатся еще два элемента, обладающие подобным излучением, но гораздо более сильным, чем уран. Они были названы полонием (в честь Польши – родины М. Кюри) и радием. По предложению М. Кюри само явление излучения получило название радиоактивности. Д.И. Менделеев считал открытие радиоактивности «...одним из блистательнейших и наиболее загадочных открытий конца XIX – начала XX столетий». С того времени до взрывов атомных бомб над японскими городами Хиросима и Нагасаки, унесших десятки тысяч человеческих жизней, (август 1945 г.) прошло меньше пятидесяти лет, но все эти годы были насыщены крупнейшими открытиями в области атомной и ядерной физики. Несмотря на имеющуюся по этому вопросу литературу, мы все же предпринимаем попытку очень кратко напомнить о величайших событиях того времени.

Ключевые слова: радиоактивность, радий, уран, плутоний, атомная энергия, история науки.

Ссылка при цитировании:
А.Г. Морачевский. Путь от лучей беккереля к атомной бомбе // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 212–222. DOI: 10.18721/JEST.240317.

A.G. Morachevskij

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

THE WAY FROM *BECQUEREL*'S RADIATION TO THE ATOMIC BOMB

The discovery of the phenomenon of radioactivity made by French scientists Henri Becquerel, Marie Curie and her husband Pierre Curie is one of the greatest feats in the history of science. As early as 1896, Becquerel discovered that uranium compounds emit deeply penetrating radiation, which is an internal property of uranium. In 1898, Marie and Pierre Curie, after carrying out lengthy and hard research, came to the conclusion that uranium ore contains two more elements that possess similar radiation, but much stronger than uranium. These elements were called polonium (in honor of Poland, the birthplace of M. Curie) and radium. At the suggestion of M. Curie, the very phenomenon of radiation was called radioactivity. D.I. Mendeleyev considered the discovery of radioactivity «... one of the most brilliant and most mysterious discoveries of the late 19th and early 20th centuries». Less than fifty years have passed since the time of atomic bombings over the Japanese cities of Hiroshima and Nagasaki that took tens of thousands of lives (August 1945), but all these years were full of the greatest discoveries in the field of atomic and nuclear physics. Despite the available literature on this issue, we are still attempting to recall very often the greatest events of the time.

Keywords: radioactivity, radium, uranium, plutonium, atomic energy, history of science.

Citation:
A.G. Morachevskij, The way from *becquerel*'s radiation to the atomic bomb, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 212–222, DOI: 10.18721/JEST.240317.

Всё началось с того, что в 1895 году немецкий физик Вильгельм Конрад Рентген (1845–1923) открыл излучение, названное им «Х-лучи», которые у нас принято называть рентгеновскими. Первые рентгеновские трубки не имели металлического антикатода, и источником Х-лучей была флюоресцирующая под ударами катодных лучей стеклянная стенка трубки. В 1901 году Рентген стал первым лауреатом Нобелевской премии по физике «в знак признания необычайно важных заслуг перед наукой, выразившихся в открытии замечательных лучей, названных впоследствии в его честь».

Проводя опыты с солями урана, обладающими способностью флюоресцировать, французский физик Анри Беккерель (1852–1908), профессор физики в Политехнической школе Парижа, уже в 1896 году пришел к заключению, что уран и его соединения испускают особые «урановые» лучи (лучи Беккереля). Излучение урана самопроизвольно и постоянно, не зависит от освещения и температуры, т. е. не связано с явлениями флюоресценции. Заинтересовавшись этим явлением, Мари Кюри (1867–1934, до замужества – Мария Склодовская, родилась и выросла в Польше), физик, выпускница Парижского университета (Сорбонны), установила, что лучи, подобные урановым, испускают торий и его соединения. По её предложению вещества, испускающие лучи Беккереля, назвали радиоактивными, а само явление – радиоактивностью (от латинских слов: radio – испускание лучей и activus – деятельный). Так в 1898 году появился новый термин.

В том же году М. Кюри пришла к выводу, что в урановой руде содержится неизвестный элемент, обладающий особенно сильным излучением. Начались широкомасштабные исследования, связанные с переработкой огромного количества урановой руды. В них активное участие принял физик Пьер Кюри (1859–1906). Новых высокоактивных элементов оказалось два – они получили названия полоний и радий. В 1903 году А. Беккерелю, Мари и Пьеру Кюри была присуждена Нобелевская премия по физике: А. Беккерелю «в знак признания особых заслуг в открытии самопроизвольной радиоактивности», супругам Кюри «в знак признания... их совместных исследований явлений радиации, открытых профессором Анри Беккерелем».

Для развития представлений о природе явления радиоактивности и идентификации продуктов распада большое значение имели работы шотландского химика У. Рамзая (1852–1916) в области исследования гелия и других инертных газов. В 1904 году Рамзаю была присуждена Нобелевская премия по химии «в знак признания открытия им в атмосфере различных инертных газов и определении их места в периодической системе». Работа Рамзая имела решающее значение для построения Нильсом Бором теории атомных структур.

В начале XX века к изучению явления радиоактивности подключились английские физики Э. Резерфорд (1871–1937) и его ученик Ф. Содди (1877–1956). В 1901–1903 гг. они изложили основные положения теории радиоактивности. Было впервые показано, что лучи, испускаемые радиоактивными веществами, состоят из трех видов частиц, обладающих различной проникающей способностью через какие-либо вещества. Резерфорд обозначил их как α-, β- и γ- лучи, идентифицировал их природу. В 1908 году Резерфорду была присуждена Нобелевская премия по химии «за проведенные им исследования в области распада элементов в химии радиоактивных веществ». В своей Нобелевской лекции ученый особо отметил: «Есть все основания полагать, что α-частицы... идентичны по массе и составу и должны состоять из ядер атомов гелия».

Мари Кюри после трагической гибели мужа и кончины А. Беккереля продолжала активную научную деятельность. В 1908 году она стала почетным профессором Сорбонны,

впервые в мире начала читать курс радиоактивности. В 1910-м ей удалось получить чистый металлический радий, а не его соединения, и тем самым завершить начатый 12 лет назад цикл исследований. В 1911 году Шведская королевская академия присудила ей Нобелевскую премию по химии «за выдающиеся заслуги в развитии химии: открытие элементов радия и полония, выделение радия и изучение природы и соединений этого замечательного элемента». Мари Кюри стала первым дважды лауреатом Нобелевской премии. Выступавший на вручении премии представитель Нобелевского комитета отметил, что «исследование радия привело в последние годы к рождению новой области науки – радиологии, уже завладевшей собственными институтами и журналами». Незадолго до Первой мировой войны в Париже был создан Радиевый институт для исследований радиоактивности. М. Кюри была назначена директором отдела фундаментальных исследований и медицинского применения радиоактивности. Во время войны она участвовала в организации радиологической медицинской помощи, обобщив свой опыт в книге «Радиология и война» (1920 г.). М. Кюри скончалась от лейкемии, болезни, совсем не известной врачам того времени.

Ф. Содди не прекращал своих исследований в области радиоактивности, он изучал свойства тех радиоактивных элементов, которые можно отделить друг от друга с помощью обычных химических средств. Еще в 1910-м он пришел к выводу, что элементы с различной атомной массой могут обладать одинаковыми химическими свойствами. В 1913 году Содди выдвинул концепцию изотопов – атомов одного и того же элемента, которые отличаются друг от друга физическими свойствами, занимая одно и то же место в периодической системе. В те же годы ученый сформировал закон радиоактивного смещения. В 1920 году Ф. Содди предсказал возможность определять возраст геологических пород на основании данных о радиоактивном распаде. В 1921-м ученому была присуждена Нобелевская премия по химии «за вклад в химию радиоактивных веществ и за проведенное им исследование природы и происхождения изотопов».

В развитие идей Ф. Содди английский химик Ф. Астон (1877–1945) сконструировал прибор, позволяющий определить массы элементов. В 1922 году ему была присуждена Нобелевская премия по химии «за сделанные им с помощью им же изобретенного масс-спектографа открытия изотопов большого числа нерадиоактивных элементов и за формулирование правила целых чисел».

В том же году Нобелевская премия по физике была присуждена датскому физику Нильсу Бору (1885–1962), руководителю Института теоретической физики в Копенгагене, «за заслуги в исследовании строения атомов и испускаемого ими излучения». Н. Бору принадлежит также целый ряд крупнейших исследований в области квантовой механики и ядерной физики.

В частности, он предложил «капельную модель ядра», в которой поведение нестабильного тяжелого атомного ядра сравнивается с делящейся каплей жидкости. В 1939 году Н. Бор установил, что изотоп урана уран-235 является расщепляемым материалом; это открывало путь к созданию урановой атомной бомбы.

В 1927 году Нобелевская премия по физике была присуждена А. Комптону (1892–1962), американскому ученому, профессору Чикагского университета (с 1923 г.) за исследования рентгеновских лучей с позиций оптики.

Начиная с 1926 года немецкий физик Вальтер Боте (1891–1957) изучал превращения элементов, которые происходят при бомбардировке их ядер α-частицами. В 1930 году он обнаружил новое, обладающее высокой проникающей способностью излучение при действии α-частиц на берилий. Аналогичное явление наблюдалось при бомбардировке α-

частицами бора. Многолетние успешные исследования Боте не только ядерных реакций, но и космических лучей были отмечены присуждением ему Нобелевской премии по физике в 1957 году.

Крупнейшим событием, оказавшим влияние на все последующие исследования в области ядерной физики, было изобретение циклотрона американским физиком норвежского происхождения Э.О. Лоуренсом (1901–1958). Первые конструкции циклотронов были созданы в Беркли (США) уже в 1930 году. Нобелевская премия по физике была присуждена Лоуренсу в 1939 г. «за изобретение и создание циклотрона, за достигнутые с его помощью результаты, особенно получение искусственных радиоактивных элементов».

Американский физик Г.К. Юри (1893–1981), профессор Колумбийского университета, в 1931 году открыл дейтерий, в 1934-м ему была присуждена Нобелевская премия по химии «за открытый тяжелый водород».

Компттон, Лоуренс и Юри принимали самое активное участие в реализации Атомного проекта США.

В 1932 году состоялись два крупных открытия в области ядерной физики. Американский физик К.Д. Андерсон (1905–1991) объявил об открытии позитрона, положительно заряженной частицы с массой приблизительно равной массе электрона. За это открытие ученый был удостоен Нобелевской премии по физике в 1936 г. Большое значение имело также экспериментальное доказательство английским физиком Д. Чедвиком (1891–1974) в 1932 году существования назаряженной частицы – нейтрона. Открытие подтвердило ранее высказанную Резерфордом гипотезу о наличии в природе такой частицы с массой, равной массе протона. За полностью установленное существование нейтрона в 1935 г. Чедвику была присуждена Нобелевская премия по физике. Чедвик принимал активное участие на всех этапах Атомного проекта в США.

В сложившейся в научном мире в тридцатые годы прошлого века обстановке повышенного интереса к проблемам ядерной физики и радиоактивности в 1932 году французские ученые, работавшие в Институте радия Парижского университета, Фредерик Жолио (1900–1958) и его жена Ирен Жолио-Кюри (1897–1956) приступили к изучению синтеза новых радиоактивных элементов путем облучения металлов α-частицами или нейтронами. Эти работы продолжались в 1933 и 1934 годах. В 1935-м Ф. Жолио и И. Жолио-Кюри получили Нобелевскую премию по химии «за выполненный синтез новых радиоактивных элементов». Несмотря на чтение лекций в Сорбонне, И. Жолио-Кюри (с 1936 г. профессор) продолжала работу в Институте радия. Изучая уран, она вплотную подошла к открытию его расщепления под действием нейтронов.

В 1938–1939 годах немецкие ученые Отто Ган (1879–1968), его ближайшие сотрудники Лизе Мейтнер (1878–1968) и Фриц Штрассман (1902–1980), по-существу, проведя аналогичные опыты, что и Жолио-Кюри, стали авторами открытия деления урана под действием нейтронов. В 1944 году О. Гану была присуждена Нобелевская премия по химии «за расщепление тяжелых ядер». Справедливости ради надо отметить, что Ган и его сотрудники занимались облучением урана и тория начиная с 1934 г. Будучи по национальности еврейкой, Мейтнер (Майтнер) была вынуждена эмигрировать в Швецию, но имеющиеся в литературе сведения о дате её отъезда сильно различаются.

В 1927 году в Италии, в Римском университете, была создана кафедра теоретической физики, которую возглавил совсем молодой, но уже получивший известность физик Энрико Ферми (1901–1954). С начала 30-х годов прошлого века Э. Ферми и его сотрудники сосредоточили внимание на изучении процессов, связанных с атомным ядром. Продолжая исследования супругов Жолио, группа Ферми занялась бомбардировкой тяжелых элементов. Вероятно, раньше,

чем О. Ган, Ферми наблюдал деление урана, но не придал этому какого-либо значения, ожидая другого результата. В 1935 году группа Ферми обнаружила, что замедленные нейтроны более эффективно инициируют ядерные превращения. В 1938-м Э. Ферми была присуждена Нобелевская премия по физике «за доказательства существования новых радиоактивных элементов, полученных при облучении нейтронами, и связанное с этим открытие ядерных реакций, вызываемых медленными нейтронами». В том же году после принятия итальянским правительством антисемитских законов семья Ферми решила эмигрировать в США (жена Э. Ферми по национальности была еврейка).

Приезд семьи Ферми в США совпал с пребыванием Н. Бора в Принстонском институте фундаментальных исследований. К этому времени в научных кругах уже широко обсуждалась возможность цепной реакции деления урана, которая могла сопровождаться колоссальным выделением энергии. Уран мог бы стать взрывчатым веществом небывалой силы. После встречи с Бором Ферми приступил к планированию экспериментов по оценке возможности управления процессом деления. На проведение исследований было выделено федеральное финансирование.

Один из сотрудников группы Э. Ферми в Италии, Эмилио Сегре (1905–1989), еще в 1936 году выезжал в США для работы на циклотроне в Калифорнийском университете в Беркли. Ему удалось идентифицировать в облученном молибдене следы элемента №43 периодической системы, который был назван технецием (от греческого слова – искусственный); этот элемент в природе не встречается. В свой второй приезд в Беркли в 1938-м при участии Сегре был синтезирован элемент №85, получивший название астат (от греческого слова – неустойчивый). В том же году Э. Сегре (еврей по национальности) принимает решение, вслед за Ферми, остаться в США. Он стал работать ассистентом-исследователем в радиационной лаборатории в Беркли. В 1940 году Э. Сегре вместе с американским химиком Гленном Сиборгом (1912–1999) и другими сотрудниками открывает плутоний-239 (атомный номер 94).

В 1959 году Сегре (совместно с американским физиком О. Чемберленом (род. в 1920 г.)) присуждена Нобелевская премия по физике «за открытие антипротона». Г. Сиборг, американский физик шведского происхождения, получил Нобелевскую премию по химии в 1951 году «за открытия в области химии трансурановых элементов». Сиборг с сотрудниками показали, что плутоний-239 является весьма эффективным делящимся материалом.

В 1939 году А. Эйнштейн, находившийся уже ряд лет в эмиграции в США, пришел к выводу, что только военная сила способна остановить развитие фашизма в Германии и для защиты законности и человеческого достоинства придется «вступить в битву» с фашистами. В том же году по настоятельной просьбе группы физиков-эмигрантов, возглавляемой Лео Сцилардом (Силард, 1898–1964 – американский физик венгерского происхождения), Эйнштейн обратился с письмом к президенту США Ф. Рузвельту (1882–1945, 32-й президент США), в котором сообщил, что есть большая вероятность начала работ в Германии по созданию атомного оружия огромной разрушительной силы. Эйнштейн указывал на необходимость всемерной поддержки работ по расщеплению урана, ведущихся в США. В дальнейшем непосредственного участия в Атомном проекте Эйнштейн не принимал.

Активная правительственная поддержка исследований в США началась с 1942 года. Официально «Манхэттенский проект» по созданию ядерного оружия под руководством военных был утвержден к осени 1942 г. Общее руководство со стороны армии было возложено на генерала Л. Гровса (Гроувза) [1–3].

В 1940 году в Великобритании сформировалась небольшая группа видных ученых, которая сделала оптимистический прогноз в отношении

создания атомного оружия. Предварительные исследования проводились в Ливерпуле, Кембридже, Бристоле, их координировал Чедвик. По рекомендации видных британских ученых, Дж. П. Томсона (1892–1975, Нобелевская премия по физике в 1937 г.) и П.М.С. Блэккета (1897–1974, Нобелевская премия по физике, 1948 г.), советников правительства, для более быстрого осуществления проекта по созданию атомного оружия было решено объединить усилия ученых Великобритании и США, и группа ученых Англии была направлена в США для участия в Манхэттенском проекте. С 1942 по 1945 год усилия британских ученых, работавших в США, координировал Чедвик, который вернулся в Ливерпуль только в 1946 г.

Одним из крупнейших немецких физиков того времени был Вернер Гейзенберг (1901–1976). Он окончил Мюнхенский университет, ученик А. Зоммерфельда. Затем был ассистентом у М. Борна, стажировался в Дании у Н. Бора. В 1932 году В. Гейзенберг получил Нобелевскую премию по физике «за создание квантовой механики, применение которой привело, помимо прочего, к открытию аллотропных форм водорода». В 1941 году ученый был назначен профессором физики Берлинского университета и директором Физического института кайзера Вильгельма. Несмотря на то, что Гейзенберг не был сторонником установившегося в стране режима, он возглавил германский Атомный проект. В. Гейзенберг был одним из талантливейших физиков, но целый ряд обстоятельств привел к тому, что участники проекта, среди которых были О. Ган и В. Боте, не смогли построить даже атомный реактор. Одна из причин – некомпетентность правительства, которое прежде всего поощряло проекты, дающие быстрый и понятный ему результат. Вторая причина, не менее важная, заключалась в том, что возведение антисемитизма в ранг государственной политики лишило Германию большого числа выдающихся ученых, включая физиков и химиков, которые вынуждены были эмигрировать. Среди них были нобелевские лауреаты, будущие нобелевские лауреаты, известные ученые. Покинули Германию лауреаты Нобелевской премии по физике различных лет (в скобках – год присуждения Нобелевской премии): А. Эйнштейн (1921), Д. Франк (1925), Э. Шредингер (1933), О. Штерн (1943), М. Борн (1954), Х.А. Бете (1967), лауреат Нобелевской премии по химии Г. Херцберг (1971), известные ученые Л. Мейтнер, Л. Сциллард, Е. Теллер. При этом Бете, Франк, Сциллард и Теллер приняли самое активное участие в Атомном проекте США.

Нильс Бор, живший в Копенгагене, в условиях немецкой оккупации занимался теорией деления ядер. В 1943 году, будучи предупрежден об аресте, бежал вместе с семьей в Швецию. Оттуда Н. Бор вместе со своим старшим сыном Оге Бором (род. в 1922 г.), будущим лауреатом Нобелевской премии по физике (1975 г.), перебрался в Англию. Хотя сам Н. Бор не вполне был уверен в технической осуществимости создания атомной бомбы, он вместе с сыном в конце 1943 года отправился в США.

В книгах непосредственных участников Атомного проекта в США [I, 2] подробно, поэтапно рассмотрены работы в лабораториях целого ряда университетов над отдельными разделами программы. Исследования особенно крупного масштаба проводились в Чикагском университете по проблеме получения плутония и в Колумбийском университете, где занимались разделением изотопов урана. Во главе Чикагской лаборатории находился А. Комптон, строительством небольшого ядерного реактора руководил Э. Ферми, технологией разделения плутония и урана занимался Г. Сиборг. Там же работал Э.П. Вигнер (1902–1995, Нобелевская премия по физике в 1963 г.). В Колумбийском университете во главе работ стояли Э.О. Лоуренс и Г.К. Юри. К осени 1944 года в промышленных масштабах началось производство плутония (Хэнфорд, штат Вашингтон) и обогащение урана изотопом уран-235 (Клинтон, штат Теннесси).

Однако еще раньше, весной 1943 года, в Лос-Аламосе (штат Нью-Мексико), в малонаселенной местности была создана новая лаборатория для исследования, конструирования и изготовления атомной бомбы. Все работы проводились в обстановке строжайшей секретности. Директором лаборатории был назначен Роберт Оппенгеймер (1904–1967), известный американский физик-теоретик с широким диапазоном научных интересов [2, 4]. Он родился в еврейской семье, эмигрировавшей из Германии в США еще в конце XIX века. С высшей оценкой окончил Гарвардский университет (США), стажировался в Кембриджском университете (Великобритания) под руководством Резерфорда, в Геттингенском университете (Германия) у Борна, в 1929 году вернулся в США. Для дальнейшей работы он выбрал Калифорнийский университет, в Беркли, недалеко от Сан-Франциско.

В Лос-Аламосской лаборатории к весне 1945 года существовали семь отделов, в их работе принимали участие выдающиеся ученые, среди которых были Х.А. Бете, Э. Ферми, Э.М. Макмиллан (1907–1991, Нобелевская премия по химии в 1951 г.), Р.Ф. Фейнман (1918–1988, Нобелевская премия по физике в 1965 г.). Много времени уделяли лаборатории Н. Бор и Д. Чедвик.

С 1943 года консультантом в ряде отделов Лос-Аламосской лаборатории был Г.Б. Кистяковский (1900–1982), профессор Гарвардского университета, крупнейший физико-химик (племянник академика В.А. Кистяковского, который руководил кафедрой физической химии в Петербургском-Петроградском-Ленинградском политехническом институте в 1902–1918 и в 1922–1934 гг.). В 1944 году Г.Б. Кистяковский поселился в Лос-Аламосе, возглавив отдел по разработке традиционных взрывчатых веществ, обеспечивающих взрыв атомной бомбы, своего рода «детонатора» для реализации атомного взрыва. С января 1944 по февраль 1945-го Кистяковский занимался этой сложнейшей технической задачей, от успешного решения которой зависели не только мощность взрыва, но и сам взрыв. 16 июля 1945 года, в день испытания первой в мире атомной бомбы на полигоне в штате Нью-Мексико, Кистяковский находился рядом с Оппенгеймером и вместе с другими участниками проекта. По воспоминаниям одного из генералов, когда произошел взрыв, Кистяковский обнял и расцеловал Оппенгеймера [1]. По словам самого Кистяковского, «военными вопросами он стал заниматься потому, что решительно был настроен против нацизма» [5].

В 1946 году ученый вернулся в Гарвардский университет, приступил к лекциям и научным исследованиям, однако в 50-х годах становится консультантом многих правительственных учреждений по вопросам ядерных вооружений и средств их доставки, с 1958 по 1961 год он занимает пост специального советника по науке и технике при президенте США Д. Эйзенхауэре, 34-м президенте страны (1890–1969, президент с 1953 по 1961 гг.). В январе 1968 г. Кистяковский покинул все посты в правительственных учреждениях, сосредоточив все внимание на работе в Гарвардском университете. Более подробные сведения о Г.Б. Кистяковском, покинувшим Россию вместе с войсками генерала Врангеля в конце 1920 года, об его отце, известном философе и социологе, других членах семьи Кистяковских содержатся в сборнике [5].

Ф. Рузвельт не дожил до испытания атомной бомбы, он не оставил никаких распоряжениц относительно применения ядерного оружия и перспектив создания международного контроля над его распространением. Большинство ученых, принимавших участие в Манхэттенском проекте, были против применения атомного оружия в войне с Японией, которая на заключительном этапе Второй мировой войны была близка к поражению. Движение ученых против применения атомной бомбы возглавляли Ферми и Сциллард. Во время работы Берлинской (Потсдамской)

конференции 24 июля 1945 года новый президент США Г. Трумен (1884–1972) сообщил Сталину, что США располагают «оружием огромной разрушительной силы». Для демонстрации военной мощи США 6 августа 1945 года на г. Хиросиму была сброшена бомба на основе урана-235, а 9 августа 1945 г. бомба на основе плутония сброшена на г. Нагасаки. Жертвы среди мирного населения были огромны. Великий ученый XX века Альберт Эйнштейн был потрясен случившейся трагедией с неисчислимыми последствиями.

Развитию работ в области радиоактивности в России в первой половине XX века посвящены крупные исследования [6–10], и мы не будем на этом останавливаться. Подробно обсуждается отношение лидера российских химиков в начале XX века Д.И. Менделеева (1834–1907) к открытию радиоактивности [11, 12]. Ученый был очень заинтересован открытием, в 1902 г. во время своей зарубежной поездки он встречался с Беккерелем, супругами Кюри. По нашему мнению, наиболее объективно отношение Менделеева к явлению радиоактивности изложено в очерках по истории химии М.И. Усановича [13].

Д.И. Менделеев не предполагал, что открытие радиоактивности окажет какое-либо влияние на учение о строении атомов. Из радиоактивных элементов, открытых при его жизни, ученый признал существующим только радий и внес его в периодическую систему. Великий русский ученый до конца жизни не мог согласиться с возможностью превращения одного элемента в другой. Аналогичную позицию занимал и один из основоположников термодинамики английский физик У. Томсон (лорд Кельвин, 1824–1907).

Открытие радиоактивности уже в начале XX века вызвало интерес со стороны ряда российских физиков и химиков. К их числу, в частности, относятся И.И. Боргман (1849–1914), В.А. Богоявленский (1878–1943), В.А. Бородовский (1878–1914), Л.С. Коловрат-Червинский (1884–1921), Е.С. Брускер (1887–1965). На фоне ранее перечисленных открытий их работы выглядят значительно скромнее, они описаны [6–8].

В начале XX века в России было известно только одно месторождение ураносодержащей руды промышленного значения – в Фергане (Средняя Азия, в районе Тюя-Муюнского перевала), минерал тюямунит, в среднем 0,97 мас. % U_3O_8. С 1908 по 1914 год оно эксплуатировалось частной компанией, урано-ванадиевый концентрат вывозился в Германию. Вероятно, конечной целью переработки руды был ванадий: уран в те годы был никому не нужен, а извлекать ничтожные количества радия было сложно при наличии в мире гораздо более богатых ураном, а соответственно, и радием месторождений.

В октябре 1908 года по инициативе В.И. Вернадского (1863–1945, академик с 1912 г.) Академия наук приняла решение считать первоочередной задачей изучение радиоактивных руд в России. В 1910 году на годичном Общем собрании Академии наук Вернадский выступил с докладом «Задачи дня в области радия». Всю перспективу в области радия он видел в «лучистой энергии» его. В 1911–1916 годах благодаря содействию президента Академии наук великого князя К.К. Романова ежегодно выделялись средства на проведение экспедиций в различные регионы страны, главной задачей которых были поиски радиоактивных руд. Однако существенных успехов достигнуто не было. С 1912 года, будучи действительным членом Академии наук, Вернадский возглавляет постоянно действующую Радиевую экспедицию Академии наук. Кроме того, была также Радиевая комиссия Академии наук. Когда в 1915 году при Академии наук была создана «Комиссия по изучению естественных производительных сил России (КЕПС)», при ней был создан Радиевый отдел, который возглавил А.Е. Ферсман (1883–1945, с 1919 г. – академик). Однако нельзя сказать, что наличие ряда комиссий приводило к особо существенным результатам [14].

В 1918 году Химический отдел ВСНХ национализировал имеющиеся на складах в Петрогра-

де запасы ферганской урано-ванадиевой руды и остатки от её первичной переработки. Была поставлена задача получить прежде всего из этой отечественной руды препараты радия, попутно разработать технологию извлечения урана и ванадия. Путешествие всей руды по России в условиях гражданской войны описано достаточно подробно [8]. В конечном итоге пробный радиевый завод был построен на территории старинного химического предприятия на реке Каме, недалеко от г. Елабуги. Работы велись в исключительно трудных условиях, не хватало топлива, реактивов. Тем не менее, 1 декабря 1921 года были получены первые в России высокоактивные препараты радия. Проектировал завод, строил и руководил им И.Я. Башилов (1892–1953), выпускник металлургического отделения Петроградского политехнического института [15]. Он же разработал технологию извлечения из руды урана и ванадия. Процесс извлечения солей радия разработал и осуществил В.Г. Хлопин (1890–1950, академик с 1939 г.).

В январе 1922 года в Петрограде был создан Радиевый институт, его директором был утвержден академик В.И. Вернадский, который занимал эту должность до 1938 г. В.Г. Хлопин был его заместителем и заведующим химическим отделом Института, с 1939 года – директором Радиевого института до конца жизни. И.Я. Башилов жил в Москве, был одним из организаторов промышленности редких металлов в стране. С 1931 года – профессор в Институте тонкой химической технологии, основал кафедру, занимавшуюся редкими металлами, заместитель директора Института «Гиредмет», автор ряда монографий. В 1938 году И.Я. Башилов был арестован и пять лет провел в исправительно-трудовом лагере в Коми АССР. Полностью реабилитирован в 1955 году. Книга [15] – единственная об этом ученом. Автор данного очерка работал вместе с И.Я. Башиловым в Красноярске, хорошо знал его.

Исследования советских ученых в области радиоактивности в период до 1945 года описаны в работах [7, 10]. В связи с появлениями в печати западноевропейских стран и США сообщений о реальной возможности практического использования атомной энергии Президиум АН СССР по инициативе В.И. Вернадского 30 июля 1940 года создал весьма представительную Комиссию по проблеме урана, председателем которой был назначен директор Радиевого института академик В.Г. Хлопин, его заместителями – академики В.И. Вернадский и А.Ф. Иоффе. Наряду с известными академиками в состав Комиссии вошли также И.В. Курчатов и Ю.Б. Харитон, относительно молодые физики. Однако степень осведомленности о работах, проводимых в США, даже у председателя «Урановой комиссии» была низкой. В подписанном В.Г. Хлопиным в апреле 1941 года секретном заключении говорится: «Положение с проблемой урана в настоящее время таково, что практическое использование внутриатомной энергии... является более или менее отдаленной целью, а не вопросом сегодняшнего дня» [16]. А ведь до подписания Рузвельтом программы работ по созданию ядерного оружия оставалось всего 15 месяцев, предварительные исследования и расчеты, проведенные в США и в Англии, показали возможность решения проблемы.

На основании сведений от внешней разведки в апреле 1943 года на высшем уровне было решено начать в СССР работы по ядерной тематике, направленные, в конечном итоге, на создание ядерного оружия. В Москве была создана особо секретная лаборатория №2, которую возглавил И.В. Курчатов (1902–1963, академик с 1943 г.). Однако работы разворачивались медленно, в стране не было урана, высокочистого графита. Резкий сдвиг произошел после бомбардировки японских городов 6 и 9 августа 1945 г. При Государственном Комитете Обороны был создан Специальный комитет, который возглавил Л.П. Берия (1899–1953), назначенный одновременно первым заместителем председателя Совнаркома и наделенный особыми

полномочиями. Было создано Первое главное управление для руководства всеми работами по ядерной тематике. Научное руководство было возложено на И.В. Курчатова. В стране начался «Атомный аврал» [16]. К этому времени из США от добровольных помощников, сочувствующих СССР, поступили сведения об американском Атомном проекте, конструкции первой атомной бомбы, её чертежи. Главным осведомителем был сотрудник Лосс-Аламосской лаборатории. И.В. Сталин распорядился создавать полную копию американской атомной бомбы, с соблюдением её габаритов, без каких-либо изменений. Но нужны были уран, плутоний, высокочистый графит и многие другие необходимые материалы. Нужно было изыскать дополнительные месторождения урановой руды, построить заводы по её первичной переработке, наладить производство урана или его оксида высокой чистоты, построить ядерные реакторы для наработки плутония, разработать технологию извлечения малых количеств плутония из облученных урановых стержней, создать заводы по обогащению природного урана изотопом уран-235, наладить производство высокочистого графита, понадобился целый ряд металлов, производства которых в стране раньше не было.

В заключительной части официального отчета о разработке атомной бомбы в США [1] говорится: «Стоимость проекта, включающего возведение целых городов и невиданных доселе заводов, растянувшихся на многие мили, небывалая по объему экспериментальная работа – всё это, как в фокусе, сконцентрировалось в опытной бомбе. Никакая другая страна в мире не была бы способна на подобную затрату мозговой энергии и технических усилий».

Однако Советский Союз, несмотря на послевоенную разруху, справился с этой задачей за четыре года: 23 августа 1949 года в отдаленном степном районе Казахстана успешно был произведен взрыв первой советской плутониевой бомбы. История создания атомного оружия в нашей стране не входит в задачу данного очерка, она достаточно подробно описана [16, 17].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Смит Г.Д.** Атомная энергия для военных целей / Пер. с англ. М.: Трансжелдориздат, 1946. 276 с.
2. **Гровс Л.** Теперь об этом можно рассказать. М.: Атомиздат, 1964. 297 с.
3. **Мальков В.Л.** «Манхэттенский проект». Разведка и дипломатия. М.: Наука, 1995. 271 с.
4. **Рузе М.** Роберт Оппенгеймер и атомная бомба. М.: Атомиздат, 1965. 150 с.
5. **Морачевский А.Г.** Российские химики в эмиграции. Шесть исторических очерков. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 148 с.
6. **Зайцева Л.Л., Фигуровский Н.А.** Исследования явления радиоактивности в дореволюционной России. М.: Изд-во АН СССР, 1961. 224 с.
7. **Старосельская-Никитина О.А.** История радиоактивности и возникновение ядерной физики. М.: Изд-во АН СССР, 1963. 428 с.
8. **Погодин С.А., Либман Э.П.** Как добыли советский радий. Изд. 2-е. М.: Атомиздат, 1977. 248 с.
9. **Хлопин В.Г.** Развитие радиоактивных исследований в Союзе за 15 лет // Природа. 1932. №11-12. С. 1013–1030.
10. **Гольданский В.И., Трифонов Д.Н.** Семьдесят пять лет учения о радиоактивности // Вопросы истории естествознания и техники. 1971. Вып. 1 (34). С. 3–11.
11. **Макареня А.А.** Д.И. Менделеев о радиоактивности и сложности элементов. М.: Атомиздат, 1975. 112 с.
12. **Вдовенко В.М., Добротин Р.Б.** Д.И. Менделеев и вопросы радиоактивности // Вопросы истории естествознания и техники. 1957. Вып. 7. С. 175–177.
13. **Усанович М.И.** Из истории химии. Очерки из жизни и деятельности выдающихся ученых. Алматы: Казахский университет, 2004. 328 с.
14. **Морачевский А.Г.** Академик Владимир Иванович Вернадский. К 150-летию со дня рождения / Под ред. акад. РАН Ю.С. Васильева. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 106 с.
15. **Морачевский А.Г., Морачевская Д.А.** Жизнь и труды профессора Башилова. СПб.: Скифия принт, 2012. 110 с.
16. **Грабовский М.П.** Атомный аврал. М.: Научная книга. 2001. 200 с.
17. **Никольский Б.П.** Воспоминания. К истории атомной промышленности в СССР. Препринт. М.: ЦНИИатоминформ, 1996. 32 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

МОРАЧЕВСКИЙ Андрей Георгиевич – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: andrey.morachevsky@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 11.09.2018

REFERENCES

[1] **Smit G.D.** Atomnaya energiya dlya voyennykh tseley / Per. s angl. M.: Transzheldorizdat, 1946. 276 s. (rus.)

[2] **Grovs L.** Teper ob etom mozhno rasskazat. M.: Atomizdat, 1964. 297 s. (rus.)

[3] **Malkov V.L.** «Mankhettenskiy proyekt». Razvedka i diplomatiya. M.: Nauka, 1995. 271 s. (rus.)

[4] **Ruze M.** Robert Oppengeymer i atomnaya bomba. M.: Atomizdat, 1965. 150 s. (rus.)

[5] **Morachevskiy A.G.** Rossiyskiye khimiki v emigratsii. Shest istoricheskikh ocherkov. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014. 148 s. (rus.)

[6] **Zaytseva L.L., Figurovskiy N.A.** Issledovaniya yavleniya radioaktivnosti v dorevolyutsionnoy Rossii. M.: Izd-vo AN SSSR, 1961. 224 s. (rus.)

[7] **Staroselskaya-Nikitina O.A.** Istoriya radioaktivnosti i vozniknoveniye yadernoy fiziki. M.: Izd-vo AN SSSR, 1963. 428 s. (rus.)

[8] **Pogodin S.A., Libman E.P.** Kak dobyli sovetskiy radiy. Izd. 2-ye. M.: Atomizdat, 1977. 248 s. (rus.)

[9] **Khlopin V.G.** Razvitiye radioaktivnykh issledovaniy v Soyuze za 15 let. *Priroda*. 1932. №11-12. S. 1013–1030. (rus.)

[10] **Goldanskiy V.I., Trifonov D.N.** Semdesyat pyat let ucheniya o radioaktivnosti. *Voprosy istorii yestestvoznaniia i tekhniki*. 1971. Vyp. 1 (34). S. 3–11. (rus.)

[11] **Makarenya A.A.** D.I. Mendeleyev o radioaktivnosti i slozhnosti elementov. M.: Atomizdat, 1975. 112 s. (rus.)

[12] **Vdovenko V.M., Dobrotin R.B.** D.I. Mendeleyev i voprosy radioaktivnosti. *Voprosy istorii yestestvoznaniia i tekhniki*. 1957. Vyp. 7. S. 175–177. (rus.)

[13] **Usanovich M.I.** Iz istorii khimii. Ocherki iz zhizni i deyatelnosti vydayushchikhsya uchenykh. Almaty: Kazakhskiy universitet, 2004. 328 s. (rus.)

[14] **Morachevskiy A.G.** Akademik Vladimir Ivanovich Vernadskiy. K 150-letiyu so dnya rozhdeniya / Pod red. akad. RAN Yu.S. Vasilyeva. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2013. 106 s. (rus.)

[15] **Morachevskiy A.G., Morachevskaya D.A.** Zhizn i trudy professora Bashilova. SPb.: Skifiya print, 2012. 110 s. (rus.)

[16] **Grabovskiy M.P.** Atomnyy avral. M.: Nauchnaya kniga. 2001. 200 s. (rus.)

[17] **Nikolskiy B.P.** Vospominaniya. K istorii atomnoy promyshlennosti v SSSR. Preprint. M.: TsNIIatominform, 1996. 32 s. (rus.)

THE AUTHORS

MORACHEVSKIJ Andrei G. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: andrey.morachevsky@gmail.com

Received: 11.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

Научное издание

**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ВЕДОМОСТИ СПбПУ.
ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИНЖЕНЕРНЫЕ НАУКИ**

Том 24, № 3, 2018

Учредитель – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства
в сфере массовых коммуникаций и охраны культурного наследия
(свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС77-69285 от 06.04.2017 г.)

Научный редактор, корректор – канд. техн. наук *Л.В. Спиридонова*

Технический секретарь – *О.А. Матенев*

Компьютерная верстка *Е.А. Корнуковой*

Телефон редакции (812) 294-22-86

E-mail: ntv-nauka@spbstu.ru

.

Подписано в печать 28.09.2018. Формат 60×84 1/8. Бум. тип. № 1.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 28,0. Тираж 1000. Заказ 16579b

Отпечатано с оригинал-макета,
в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета.
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.

УСЛОВИЯ ПУБЛИКАЦИИ СТАТЕЙ
в журнале «Научно-технические ведомости СПбГПУ»

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Журнал «Научно-технические ведомости СПбГПУ» является периодическим печатным научным рецензируемым изданием:

зарегистрирован в Федеральной службе по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия (Свидетельство о регистрации СМИ от 06.04.2017 ПИ № ФС 77-69285) и распространяется по подписке через объединенный каталог «Пресса России» (индекс 18390);

имеет международный стандартный номер сериального периодического издания (ISSN 2542-1239);

внесен Высшей аттестационной комиссией Минобразования РФ в Перечень периодических научных и научно-технических изданий, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора наук и кандидата наук;

с 2009 г. входит в национальную информационно-аналитическую систему «Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)»;

сведения о публикациях представлены в Реферативном журнале ВИНИТИ РАН и включены в фонд научно-технической литературы (НТЛ) ВИНИТИ РАН, в международную библиографическую и реферативную базу данных ProQuest, международную наукометрическую базу Index Copernicus, Google Scholar, международную систему по периодическим изданиям «Ulrich's Periodicals Directory», представлены на платформе Web of Science в виде отдельной базы данных Russian Science Citation Index (RSCI), EBSCO.

Журнал публикует результаты работ в следующих областях науки и техники: энергетика, электротехника, материаловедение, металлургия, машиностроение.

Редакция журнала соблюдает права интеллектуальной собственности и со всеми авторами научных статей заключает издательский лицензионный договор.

Публикация материалов, в том числе соискателей ученых степеней, осуществляется бесплатно.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРЕДСТАВЛЯЕМЫМ МАТЕРИАЛАМ

2.1. Представление материалов

В статье должны быть кратко изложены новые и оригинальные результаты исследований, полученные авторами; следует избегать повторений, излишних подробностей и известных положений, подробных выводов формул и уравнений (приводить лишь окончательные формулы, пояснив, как они получены).

При написании оригинальной научной статьи и оформлении рукописи авторы должны придерживаться следующих правил.

Статья должна представлять собой описание выполненных исследований с указанием их места в соответствующей области наук и обсуждением значения выполненной работы. Рукопись должна содержать достаточное количество информации и ссылок на общедоступные источники для того, чтобы работа могла быть повторена независимо от авторов.

Название статьи должно быть кратким, но информативным. Обращаем внимание на то, что журнал издается как на русском, так и на английском языке. В связи с этим не следует использовать аббревиатуру в названии статьи.

Аннотация должна давать читателю сжатую информацию о содержании статьи, быть информативной и отражать не только основные цели статьи, но и главные результаты и выводы работы. Аннотация не является частью текста и сама по себе должна быть законченным описанием.

Ключевые слова должны отражать основную проблематику статьи; они приводятся на русском языке для русской и на английском для англоязычной версии статьи. Количество ключевых слов – не менее трех и не более семи.

Адрес для корреспонденции должен содержать фамилию автора для корреспонденции (не обязательно первого автора), его полный почтовый адрес, телефон, факс, e-mail.

При необходимости Редколлегия может потребовать представления Акта экспертизы.

Представление всех материалов осуществляется в электронном виде через личный кабинет ЭЛЕКТРОННОЙ РЕДАКЦИИ по адресу: http://journals.spbstu.ru

Статьи подаются в формате .docx (MS Word 2007–2010). Файл статьи, подаваемый через электронную редакцию, должен содержать только сам текст, без названия, списка литературы, фамилий и данных авторов. Список литературы, название статьи, вся информация об авторах задаются при подаче через электронную редакцию в отдельных полях. В тексте статьи должны быть ссылки на все источники из списка литературы. Порядковый номер источника в тексте статьи указывается в квадратных скобках.

2.2. Оформление материалов

2.2.1. Объем статей, как правило, 15–20 страниц формата А-4. Количество рисунков и фотографий (в том числе цветных) не должно превышать 4, таблиц – 3.

2.2.2. Число авторов – не более трех от одной организации и не более пяти от разных организаций. Статья должна быть подписана всеми авторами. Авторами являются лица, принимавшие участие во всей работе или ее главных разделах. Лица, участвовавшие в работе частично, указываются в сносках.

2.2.3. Статья должна содержать следующие разделы:

номер УДК в соответствии с классификатором;

фамилии авторов на русском и английском языках;

название на русском и английском языках;

аннотации – не менее 100 слов на русском и английском языках;

ключевые слова – не менее 3 и не более 7 на русском и английском языках;

введение (актуальность, краткое обоснование существующей проблемы) – 1,0–1,5 стр.;

цель работы (краткая четкая формулировка поставленной задачи);

методика проведения исследований и расчетов, включая краткую информацию об использованных приборах, методах и точности экспериментальных измерений и теоретических расчетов и т. д.