

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИКА

ИВИШИН И.В., САФИН А.Р., ГИБАДУЛЛИН Р.Р., ПЕТРОВ Т.И., ЦВЕТКОВ А.Н., НИЗАМИЕВ М.Ф., КОРНИЛОВ В.Ю. Анализ развития электроприводов для станков-качалок нефти по результатам патентного поиска.	3
РОТАЧ Р.Р., ВАНЬКОВ Ю.В., ЗИГАНШИН Ш.Г., ИЗМАЙЛОВА Е.В. Оптимизация тепловой схемы путем внедрения паровой винтовой машины.	14
ПЛОТНИКОВ Л.В., БРОДОВ Ю.М., ЖИЛКИН Б.П., НЕВОЛИН А.М., МИСНИК М.О. Физическое и численное моделирование тепломеханических характеристик стационарных потоков в газозооушных трактах поршневых двигателей.	22
ТИМЕРБАЕВ Н.Ф., САФИН Р.Г., ЗИАТДИНОВА Д.Ф., СТЕПАНОВА Т.О. Конвективная сушка дисперсных материалов перед термохимическим процессом переработки.	29
БАЗЫКИН Д.А., СУХОВ А.И., БАРАКОВ А.В. Разработка теплообменного аппарата-регенератора для высокотемпературного нагрева газообразных сред.	38
АФАНАСЬЕВ В.В., КОВАЛЕВ В.Г., ТАРАСОВ В.А. Энерготехнологические комплексы как регуляторы работы электроэнергетических систем.	50
ИВАНОВА В.Р., КИСЕЛЕВ И.Н. Частотно-регулируемый электропривод для энергосбережения и оптимизации технологических процессов в электротехнических комплексах.	59
БАДРИЕВ А.И., ВЛАСОВ С.М. Оценка распределения потоков воды и воздуха на лабораторной градируеу.	71
ЗАЦЕПИНА В.И., ЗАЦЕПИН Е.П., СКОМОРОХОВ П.И. Повышение эффективности функционирования систем электроснабжения посредством комбинированного воздействия на искажения напряжения.	79
ГРАЧЕВА Е.И., ШАКУРОВА З.М., АБУЛЛАЗЯНОВ Р.Э.. Сравнительный анализ наиболее распространенных детерминированных методов определения потерь электроэнергии в цеховых сетях.	87
МЕЛАМЕД Л.Э., ФИЛИППОВ Г.А. Концепция турбулентной «вихревой засыпки» - модели и методы.	97
ГВОЗДЯКОВ Д.В., ЗЕНКОВ А.В., ГУБИН В.Е., ВЕДЯШКИН М.В. Экспериментальные исследования влияния давления суспензионного топлива и воздуха на структуру факела в процессе распыла.	110
ЗАМАЛИЕВА А.Т., ЗИГАНШИН М.Г. Усовершенствованная установка фильтрации газа на ТЭС при подготовке топлива для городских энергетических систем.	124
НГУЕН Д.Т., МИНГАЛЕЕВА Г.Р., САВИНА М.В. Оценка энерго- и ресурсосберегающего эффекта при внедрении гибридных объектов малой распределенной генерации в республике Вьетнам.	132

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

НГУЕН ТИЕН., ГИЛЬФАНОВ К.Х. Тепловое моделирование маслонаполненного силового трансформатора тм-160/10.....	141
---	-----

C O N T E N T S

POWER ENGINEERING

IVSHIN IV, SAFIN AR, GIBADULLIN RR, PETROV TI, TSVETKOV AN, NIZAMIYEV MF, KORNILOV VYu. Analysis of the development of electric drives for oil rocking machines by the results of patent search	3
ROTACH RR, VANKOV YUV, ZIGANSHIN SHG, IZMAYLOVA EV. Optimization of the thermal circuit by introduction of the steam screw-rotor machine.	14
PLOTNIKOV LV, BRODOV YM, ZHILKIN BP, NEVOLIN AM, MISNIK MO. Physical and numerical simulation of the thermal and mechanical characteristics of stationary flows in the gas-air paths of piston engines.	22
TIMERBAEV NF, SAFIN RG, ZIATDINOVA DF, STEPANOVA TO. Convective drying of dispersed materials before the thermochemical processing.	29
BAZYKIN DA, SUKHOV AI, BARAKOV AV. Development of a heat exchanger device regenerator for high-temperature gas heating	38
AFANASYEV VV, KOVALEV VG, TARASOV VA. Energy technology complexes as regulators of electrical power systems.	50
IVANOVA VR, KISELEV IN. Frequency-adjustable electric drive for energy saving and optimization of technological processes in electrical complexes.	59
BADRIV AI, VLASOV SM. Estimation of the distribution of water and air flows in a laboratory cooling tower.	71
ZATSEPIN VI, ZATSEPIN EP, SKOMOROKHOV PI. Improving the efficiency of power supply systems through the combined effect of voltage distortion	79
GRACHEVA EI, SHAKUROVA ZM, ABDULLAZYANOV RE. A comparative analysis of the most common deterministic methods for the calculation of electricity losses in industrial networks.	87
MELAMED LE, FILIPPOV GA. The concept of turbulent «vortex backfill» — models and methods	97
GVOZDYAKOV DV, ZENKOV AV, GUBIN VE, VEDYASHKIN MV. Experimental studies of the influence of pressure of slurry fuel and air on the spray cone structure during atomization.	110
ZAMALIEVA AT, ZIGANSHIN MG. Improved installation of gas filtration at thermal power plants in the preparation of fuel for urban energy systems	124
NGUYEN DT, MINGALEEVA GR, SAVINA MV. Evaluation of energy and resource saving effect at implementation of hybrid objects of small distributed generation in the republic of Vietnam.	132

ELECTRICAL ENGINEERING

NGUEN TIEN, GILFANOV KH. Thermal modelling of oil-filled power transformer TM - 160/10	141
--	-----



АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ДЛЯ СТАНКОВ-КАЧАЛОК НЕФТИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПАТЕНТНОГО ПОИСКА

И.В. Ившин, А.Р. Сафин, Р.Р. Гибадуллин, Т.И. Петров, А.Н. Цветков,
М.Ф. Низамиев, В.Ю. Корнилов

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8733-8914>, tobac15@mail.ru

Резюме: Повышение эффективности нефтедобычи является приоритетной задачей, и одним из вариантов является модернизация приводов станков-качалок нефти, за счет использования синхронных двигателей и адаптивных систем управления, которые применяются как электрооборудование для установок насосной добычи нефти.

Целью данной статьи является выявление изобретений в области электроприводов на базе российских высокоэффективных синхронных двигателей для станков-качалок нефти, для определения преимуществ и недостатков современных разработок в данной отрасли.

Проведенный анализ позволит выявить сильные стороны разрабатываемого электропривода и наиболее конкурентно их представить. Важным моментом является, и проверка возможности патентования в этой области, т.е. проверка на патентную чистоту.

В результате исследования были выявлены наиболее значимые изобретения (на основе патентного анализа РФ) в области станций управления штанговыми глубинными насосами, динамометрирования, ваттметрирования, которые и представлены в работе, по ним сделан краткий обзор, приведена основная информация и новизна.

И на основе этого исследования сделаны выводы, что имеющиеся изобретения позволяют эффективнее использовать станки-качалки нефти. Однако недостаточно изобретений в области частотного регулирования и «умных» станций управления, которые позволяют оптимизировать технологический процесс.

Таким образом, важным свойством для создания конкурентоспособного электропривода для станков-качалок нефти является применение «умных» систем управления, которые будут регулировать работу скважины за счет адаптивного (на основе автоматического анализа динамограмм и ваттметрограмм) частотного регулирования.

Ключевые слова: станция управления; электропривод; станок-качалка; адаптивные системы; динамометрирование; ваттметрирование.

Благодарности: Публикация статьи осуществлена в рамках проекта «Создание серии электроприводов на базе российских высокоэффективных синхронных двигателей для станков-качалок нефти с применением беспроводных систем передачи данных и адаптивной системой управления для «умных» месторождений», Соглашение №074-11-2018-020 с Минобрнауки РФ от 30 мая 2018 г.

Для цитирования: Ившин И.В., Сафин А.Р., Петров Т.И., Цветков А.Н., Низамиев М.Ф., Корнилов В.Ю. Анализ развития электроприводов для станков-качалок нефти по результатам патентного поиска // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 3-13. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-3-13.

ANALYSIS OF THE DEVELOPMENT OF ELECTRIC DRIVES FOR OIL ROCKING MACHINES BY THE RESULTS OF PATENT SEARCH

IV Ivshin, AR Safin, RR Gibadullin, TI Petrov, AN Tsvetkov,
MF Nizamiyev, VYu Kornilov

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8733-8914>, tobac15@mail.ru

Abstract: Object. The object of research is the modernization of the drives of oil pumping units through the use of synchronous motors and adaptive control systems. Field of application: electrical equipment for oil pumping units.

The purpose of the work is to identify inventions in the field of electric drives based on Russian highly efficient synchronous motors for oil pumping machines, to determine the advantages and disadvantages of modern developments in this field.

Methods. This analysis will reveal the strengths of the drive being developed and most competitively present them. An important point is, and checking the possibility of patenting in this area, i.e. check for patent purity.

Results. As a result of the study, the most significant inventions (based on the patent analysis of the Russian Federation) were identified in the field of sucker rod pump control stations, dynamometry, and wattmetry, which are presented in the work, they provide a brief overview, provide basic information and novelty.

Conclusion. A literature review showed that the issues of control stations for sucker rod pumps, dynamometry, wattmetry, and the development of synchronous electric motors are rather deeply covered, on the other hand, the literature does not sufficiently reflect the problems of frequency regulation of synchronous motors, as well as the capabilities of intelligent control stations that would allow increase the level of oil production, optimize the technological process, significantly reduce the influence of the "human" factor improve production safety

Thus, the need to create a competitive electric drive for oil pumping machines is the use of "smart" control systems that will regulate the operation of the well due to adaptive (based on automatic analysis of dynamograms and wattmetergrams) private regulation.

Keywords: control station; electric drive; rocking machine; adaptive systems; dynamometry; wattmetry.

Acknowledgments: The publication of the article was carried out within the framework of the project "Creation of a series of electric drives on the basis of Russian high-performance synchronous engines for oil pumping machines using wireless data transmission systems and an adaptive control system for smart deposits", Agreement No. 074-11-2018-020 with the Ministry of Education and Science of the Russian Federation of May 30, 2018.

For citation: Ivshin IV, Safin AR., Gibadullin RR, Petrov TI, Tsvetkov AN, Nizamiyev MF, Kornilov Vyu. Analysis of the development of electric drives for oil rocking machines by the results of patent search. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019;21(5):3-13. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-3-13.

Введение

Инновации в сфере топливно-энергетического комплекса являются базой для развития страны, и данная идея официально представлена в энергетической стратегии России до 2030 года.

Поэтому, согласно этой цели, необходимо решить такие задачи, как оптимизация нефтедобычи, повышение эффективности использования технологического энергетического оборудования, а также разработка мероприятий и технических средств повышения энергоэффективности использования горно-шахтного оборудования.

Одним из определяющих направлений развития нефтяной промышленности в последние годы является переход на «умные» станции управления электроприводом на базе синхронных двигателей с постоянными магнитами для станков-качалок нефти. Такой переход позволит повысить уровень нефтедобычи, оптимизирует технологический процесс,

существенно снизит влияние «человеческого» фактора и обеспечит производственную безопасность [1–3].

Помимо этого, вся нефтяная промышленность стремится к снижению простоев скважин, сокращению эксплуатационных затрат и, самое главное, к эффективному использованию персонала. Чтобы решить вышеперечисленные задачи, крупные промышленные нефтяные производства обращаются к автоматизации процессов нефтедобычи и скважин в целом.

Существующие системы управления скважиной для контроля просты в использовании. Однако есть некоторые недостатки: необходимо проводить индивидуальные измерения и испытания, отсутствуют автоматизированные инструменты и сложность ввода в эксплуатацию. Стоит отметить, что специалисты обязаны присутствовать и руководить работами на строительной площадке. В зависимости от реальной ситуации на нефтяных месторождениях скважины чаще всего группируются. Используя централизованное управление, интеллектуальный контроль и раздельное управление, можно значительно упростить настройку и сократить объем обслуживания. Основной тенденцией развития в решении этой проблемы является создание цифровых интеллектуальных систем управления месторождениями. Сейчас большое внимание уделяется переходу к полностью автоматическому управлению электроприводами и дистанционному управлению параметрами на диспетчерском пункте. Применение интеллектуальных энергосберегающих станций управления станком – качалкой нефти на базе синхронных двигателей позволяет оптимизировать добычу нефти, за счет увеличения объема продукции и экономии энергоресурсов. Главным недостатком таких станций управления является высокая стоимость, что является сдерживающим фактором для широкого применения.

Целью данной работы является проведение патентного обзора по изобретениям в области станций управления штанговыми глубинными насосами, динамометрирования, ваттметрирования, электроприводов и синхронных электродвигателей [4,5].

Тип патентного поиска – это исследование технического уровня и тенденций развития, конкурентоспособности (эффективности предполагаемого использования) на базе патентной и иной информации.

Объектами исследования в данном случае будут служить [6,7]:

- станция управления штанговыми глубинными насосами;
- динамометрирование;
- ваттметрирование;
- синхронный электродвигатель.

Найденные патенты могут быть разделены, по ключевым словам, на следующие группы:

- изобретения в области управления штанговыми глубинными насосами;
- изобретения в области динамометрирования;
- изобретения в области ваттметрирования;
- изобретения в области синхронных вентильных двигателей.

Из каждой группы осуществлен отбор патентов, представляющих наибольший интерес в рамках данного патентного анализа.

Патентный обзор

Изобретения в области управления штанговыми глубинными насосами.

Патент РФ № 2407141, выданный ФГБОУ ВО «КГЭУ», описывает систему управления насосной системой. Станция управления системы состоит из блоков управления, преобразователя частоты и коммутационных устройств (один из автоматов подключена к трехфазной системе, другой к 220 В), магнитного пускателя, блока климат-контроля и датчика положения, установленные под балансировщиком насосной установки и подключенные к преобразователю частоты, в то время как блок климат-контроля подключен к однофазному автомату выключателю питания, а магнитный пускатель подключен к контроллеру.

В патенте РФ 2525094 представлена система диагностики насосов во время работы, как показано на рис. 1.

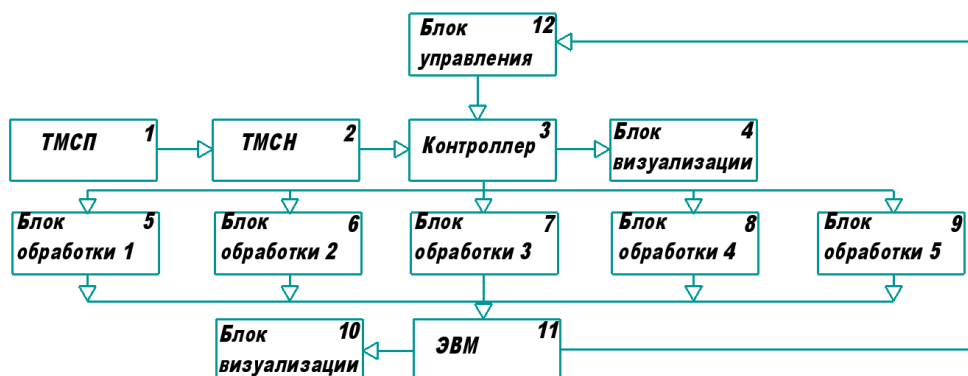


Рис. 1. Схема устройства диагностики для электронасосов

Технологическим итогом считается увеличение правильности установления технологического статуса насосного аппарата из-за применения системы классификаторов.

При работе с данной системой диагностики есть возможность увеличить достоверность оценки работы станка-качалки, дополнительно применяя системы классификации, которые одновременно отражают вероятность пяти классов технического состояния. Устройство включает в себя дисплей – блок визуализации, компьютерную систему – компьютер, устройство деградации машины, в том числе электрический погружной двигатель. Устройство также состоит из блоков погружной телеметрической системы, соединенных с погружным двигателем, выходы которых соединены с наземной телеметрической системой, последовательно соединенной с первым блоком формирования изображения и с первым, вторым, через контроллер, третий, четвертый и пятый блоки обработки и выходы блоков обработки через электронный компьютер, подключенный ко второму блоку визуализации.

ООО "Нефте-Гидроприводы Конькова" представила следующий патент РФ № 2646934. В данной разработке рассказывается про гидравлический привод станка-качалки нефти. Открытие принадлежит к сфере машиностроения, непосредственно к станциям управления гидроприводов нефтяных качалок. Технологическим итогом считается возможность контролирования деятельности абсолютно всех элементов привода в момент работы, высокая вероятность не допустить аварийные случаи, и работа в сложных погодных условиях.

В патенте РФ № 2097553, представлен прибор с целью контролирования технологической ситуации на станках-качалках нефти. Открытие специализировано для контролирования совокупности систем электропривода, но кроме того способен применяться с целью преобразования степени воды в скважинах способом звуковой локации.

Сотрудники компании в Ижевске разработали блок управления приводом электронасоса (Патент РФ № 153963). Блок управления для электродвигателя насосного агрегата (см. рис. 2) включает в себя станцию управления, к которой подключен вторичный источник питания для подачи стабильного питания на элементы, требующие питания, и который подключен к силовому кабелю станции, и исполнительный механизм подключен к силовым входам / выходам. Устройство дополнительно содержит волоконно-оптическое телеметрическое устройство, содержащее взаимосвязанные приемные и передающие устройства для генерации, сбора и передачи оптических сигналов от измерительного устройства и устройство управления и обработки для приема и обработки данных от контроллера приемопередатчика, в этом случае блок управления и обработки подключен к вторичному источнику питания. Прибор позволяет контролировать скважинные параметры и параметры оборудования при использовании электродвигателей любого типа. На рис. 2 блок 1 – устройство ввода-вывода, 2 – контроллер станции управления; 3 – источник вторичного электропитания; 4 – исполнительное устройство; 5 – устройство волоконно-оптической телеметрии; 6 – устройство управления и обработки; 7 – устройство приема-передачи.

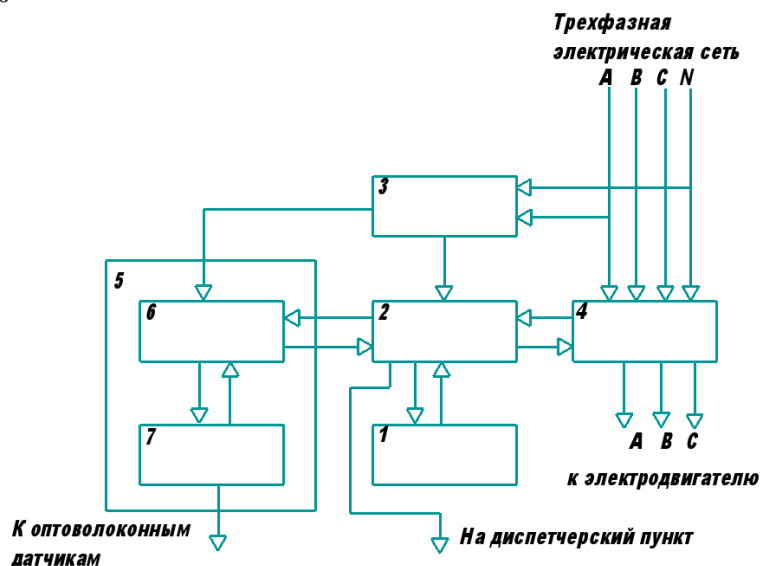


Рис. 2. Состав блока управления электроприводом

Изобретения в области динамометрирования

В патенте РФ №183189 описано устройство, которое может использоваться для построения динамограмм, конструкция которого состоит из следующих элементов:

- измерительные датчики нагрузки;
- электронный блок, состоящий из источника питания и радиомодуля.

Томская научно-производственная внедренческая компания «СИАМ» разработала динамометрический аппарат для насосных агрегатов, показанный на рис. 3 (Патент РФ № 7456). Динамометр ШСНУ включает в себя датчик силы и устройство для увеличения сигнала (сигнал подходящий к управляющему устройству, например, к логическому контроллеру), сам логический контроллер, система контроля и сигнализации (также устанавливается через входы управляющего устройства), интерфейсная оболочка.

Аппарат также имеет в своем составе приборы для контроля смещения, подключаемые к входам управляющего устройства, и устройство теплового давления, которое подключено через интерфейс к выходам контроллера. Контроллер включает в себя аналого-цифровой преобразователь, подключенный к шине микропроцессорной системы, постоянное запоминающее устройство, энергонезависимое оперативное запоминающее устройство и энергонезависимые часы.

Специалисты ООО «НПП ГРАНТ» разработали тензометрический датчик для динамометрирования насосов, устройство которого показано на рис. 4 (Патент РФ № 2221227). Данное устройство состоит из следующих элементов:

1. Корпус.
2. Тензодатчики.
3. Скоба крепления.
4. Полированный штوك.

Также устройство содержит два датчика нагрузки и два компенсационных тензометрических датчика установлены попарно на противоположных сторонах.

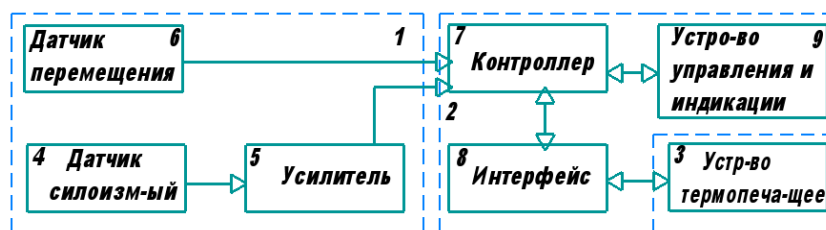


Рисунок 3. Схема устройства динамометра

Изобретения в области ваттметрирования

В патенте РФ № 2190126 предложен способ диагностики насосных агрегатов, имеющих известное состояние равновесия. Способ заключается в измерении производительности блока на дискретных временных интервалах, определении формы ваттметрограммы, необходимый для контроля за параметрами станка-качалка нефти, фильтрация (форма кривой будет иметь помехи), также контроль значения скорости на аналогичных значениях времени, далее идет формирование ваттметрограммы, основанной на фазовых значениях. Следующим шагом является измерение параметров работы станка-

качалки нефти (наибольшие и наименьшие мощностные показатели), которые считаются на основе поправочных коэффициентов, и зависимостей между ними.

И в зависимости от практических связей между поправочными коэффициентами происходит анализ и сравнение с теоретически обоснованными значениями, что является базой для формирования окончательного решения о дальнейшем функционировании станка-качалки нефти при соблюдении следующих условий.

Открытие, применяя сведение о равновесии конструкции, рассматривая разброс наибольших, а также наименьших параметров силы, и быстроты ее перемены, дает возможность увеличить подлинность диагностики и контроля работы станков-качалок согласно конкретному числу отсчетов в промежуток времени качания насосного агрегата. Вся система показана на рис. 4.

Изобретения в области синхронных вентильных двигателей

ОАО «РИТЭК» разработала станцию управления электроприводом погружного насоса (патент РФ № 85940). Электротехнический прибор специально разработан с целью функционирования с электроприводами погружных насосов на базе дроссельных электромоторов, дополнительно способен применяться в нефтегазовой индустрии с целью извлечения пластовых компонентов. Новейшим в конструкции является то, что станция в дополнение оборудована тормозным механизмом.

Сотрудники ООО «Концерн Созвездие» разработали вентильный электродвигатель (Патент РФ № 2365025). Изобретение относится к области электротехники, рассматривается разработка в области вентильных электродвигателей, и данная разработка может быть отнесена к сфере электроэнергетики и может быть использована для изготовления маленьких электроприводов непрерывного тока. Техническим итогом считается снижение размеров прибора, увеличение производительности, а также устойчивости и устранения неуправляемой перемены параметров станка-качалки нефти. В мотор клапана интегрированы два усилителя силы с фазовым сенсором, фильтром. Основной электрогенератор, вывод которого включен к другому входу фазового сенсора, два транзистора с различным видом проводимости, формирующие автоколебатель, резистор, бинарный расходомер, мультиплекс, начинает работу.

Патент РФ № 2354036 показывает возможный способ управления двигателем и систему слежения за эксплуатацией. Данный способ отличается тем, что в электроприводе за счет демодуляции сигнала, получаемого с датчиков вращающейся части электрической машины и датчиков, отвечающих за параметры трехфазного тока.

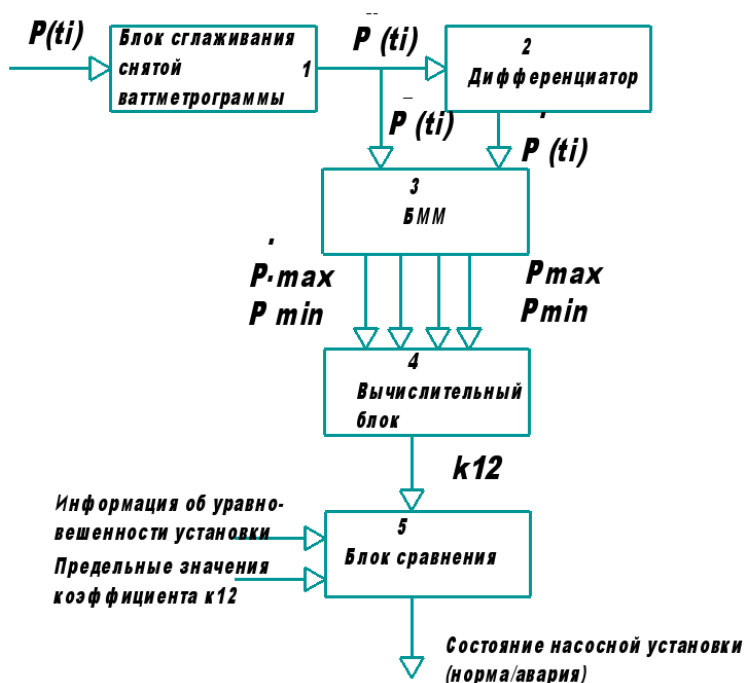


Рис. 4. Устройство диагностики посредством использования ваттметрограммы

Помимо этих двух систем датчиков в рассматриваемом способе управления присутствуют реле, датчики и логический операционный узел (все устройства также на три фазы). Этот операционный узел подключается аппарату, отвечающему за демодуляцию сигнала, и далее к датчику, отвечающему за определение местоположения в пространстве

вращающейся части электрической машины. Сама электрическая машина подключается к этой системе через частотный преобразователь. Связь операционного узла и частотного преобразователя осуществляется через дополнительно установленное реле.

В результате работы этой системы технически возможным становится вариант с обработкой и последующим визуализацией параметров работы электрической машины.

Литературный обзор посвящен анализу публикаций по вопросам:

– станций управления штанговыми глубинными насосами; динамометрирования; ваттметрирования; синхронных электродвигателей. Поиск и анализ проведен по материалам журналов и статей, монографий, учебных пособий.

В работе ученого Миловзорова Г.В. изобретена концепция с целью управления «умными» станками-качалками нефти, эксплуатируемых скважинным методом. Исследуются концепции управления станками-качалками нефти, структуры научно-технических измерителей, также multifunctional способности автоматического анализа. Создателями предложена технология установления, оптимизации потребления электричества оборудованием скважинных насосных установок, базирующаяся на рассмотрении графиков, полученных посредством динамометрирования, ваттметрирования. Разбирается взаимозависимость расхода электроэнергии в повышение значения уровня воды и следующих характеристик деятельности насосной конструкции: протяженность перемещения штока, колебание качаний, кроме того, воздействие повторяющегося режима перегрузки, сбалансированности штока. Ученым вследствие проделанных исследований выявлено, то, что в наше время увеличивается значимость «умных» СУ станков-качалок насосных установок, за счет замера научно-технических характеристик улучшить процедуру работы комплекса, сократить перегрузки и аварийные ситуации на объекте, а так же в общем уменьшить расходы нефтяных компаний.

В статьях специалистов компании ЭСТ «Энергосервис» интересным результатом, который был получен вследствие проведения большого числа экспериментов, стал доказанным тот факт, что условия окружающей среды в зоне размещения станка-качалки играют важную роль, и это надо учитывать уже на этапе производства.

Интерес представляет и использование новых технологии в области машинного обучения, например нейронные сети, они могут быть использованы для более качественного анализа динамограмм и ваттметрограмм. В результате использования данной технологии определение статуса станка – качалки достоверно на уровне 90%.

Все аспекты построения станций управления штанговыми глубинными насосами, динамометрирования, ваттметрирования, экспериментальных стендов для испытаний электроприводов, разработки синхронных электродвигателей довольно широко изложены в литературе. С другой стороны, в публикациях в недостаточной степени отражены возможности нагружения шкафа электропривода заданным током, возможности проверки защит электропривода, обеспечивать имитацию сигналов датчиков станка-качалки (датчик давления, концевые датчики и проч.).

Проведенный литературный обзор показал преимущества синхронных приводов по сравнению с асинхронными, что проявляется в повышенном КПД (91% вместо 84,5%) и меньших энергозатратах. В дополнение к высокой энергоэффективности современные синхронные двигатели с постоянными магнитами (СДПМ) имеют чрезвычайно компактную конструкцию для экономии места.

Основными достоинствами использования в электроприводе станков-качалок синхронных двигателей с регулированием возбуждения можно считать:

- оптимизация режима работы за счет влияния на реактивную составляющую;
- СДПМ обладают большим коэффициентом мощности, если сравнивать с АД, используемыми в этой отрасли;
- СДПМ также обладает возможностью работать в более сложных условиях перегрузки, по сравнению с аналогичными АД;
- стабильность работы СДПМ (если параметры находятся в пределах перегрузки);
- оптимизация потребления электроэнергии (большая эффективность в коммутационных режимах), вследствие малых значений реактивной составляющей токов.
- синхронный двигатель может выполнять роль стабилизатора напряжения.

Большинство нефтедобывающих предприятий отказываются от модернизации имеющегося оборудования, они во многом пересматривают концепции исследований в области работы и разработок станков-качалок нефти.

Система интеллектуальных нефтяных полей – это концепция автоматизированного контроля над эксплуатационными характеристиками станка-качалка нефти, включающая в себя постоянную модернизацию в отношении нефтедобычи.

Автоматизация скважин, эксплуатируемых УШСН заключается, в первую очередь в целом, в управлении следующих технических характеристик:

– динамограмма; вариативный уровень воды; ваттметрограмма; используемое значение тока; колебание качаний; воздействие газа; эффективность нефтедобычи.

Функции управления обязаны гарантировать коммутацию электропривода на расстоянии, остановка станка-качалки вследствие технологических нарушений, дискретный порядок эксплуатации, «мягкий» запуск и «мягкое» урегулирование быстроты вращения синхронной машины (за счет использования ЧРП).

Концепция «умного» управления штанговых скважинных насосных установок подразумевает наличие в конструкции станка-качалки следующего оборудования в любой скважине одного шкафа управления с целью хранения характеристик, построения эксплуатационных диаграмм, элементов для возможности коммутации на расстоянии.

Уже после соединенного управления сервером, общекомандный знак посредством беспроводного посредника переходит в любой беспроводный узел станка-качалки. Беспроводный узел выполняет определение адреса, также знака, затрагивающего состояния этой скважины, переход в источник дистанционного управления станком-качалкой, а источник дистанционного управления распоряжается частотно-стабилизирующим механизмом привода, тут частотно-стабилизирующий прибор привода соединяется с концепцией управления скважиной. Частотно-стабилизирующий прибор привода приводит в оборот электромотор. В окончательном результате работа перемещающихся элементов закрепляется датчиками. Подобным способом, создается единственный замкнутый контур управления, фокусирующийся на контроле, интеллектуализацию, рабочую роль в отсутствии физического лица. Наращенное введение концепции управления с целью «умных» месторождений повернет к увеличению автоматизации штанговых скважинных насосных установок, а также к внушительному повышению рабочей производительности.

Определяющим направлением развития нефтяной и газовой промышленности (НГП) в последние годы является переход к плавному (оптимальному) регулированию технологических режимов на основе внедрения энергосберегающих технологий. Одним из важнейших факторов, определяющим переход к оптимальному управлению технологическими режимами, является активное внедрение регулируемого электропривода.

На данный момент с целью эффективного внедрения продукта на предприятиях соответствующей отрасли недостаточно производить высококачественную продукцию в собственных фирмах. Для того, чтобы продукт существовал на конкурентоспособном уровне, следует обладать, как возможно наиболее абсолютными сведениями о компаниях-производителях аналогичного продукта, о их академической, а также практических составляющих, о пребывании в данных компаниях патентно-лицензионной работы, об имеющейся в фирмах учено-промышленной деятельности.

Понимание в целом диапазона элементов не только лишь производственной, однако также академической работы компаний-соперников даст возможность вовремя отвечать на вызовы времени, направленностей формирования инновационного продукта, в регулярно изменяющихся потребностях потребителей продукта и т.д. С целью установления обстоятельной конкурентной борьбы следует установить ключевых изготовителей продукта, установить динамику патентования в этой сфере в промежутке от 1990х годов до 2019 года.

Как уже отмечалось, основными исследователями в области разработки станций управления глубинными штанговыми насосами, динамометрирования, ваттметрирования, разработки экспериментальных стендов для испытаний электроприводов, синхронных электродвигателей являются такие зарубежные фирмы как *Siemens* (Германия) *BOSCH GMBH ROBERT* (Германия), *Schneider Electric* (Франция), *Mitsubishi Electric* (Япония) и т.д., а также российские предприятия ООО "НПП "ГРАНТ", ОАО "Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт электровозрождения", Томское научно-производственное внедренческое общество "СИАМ", ОАО "Ижевский завод нефтяного машиностроения" (ОАО "Ижнефтемаш") и другие.

Результаты

Патентный анализ выявил большое число изобретений, касающихся станций управления штанговыми глубинными насосами, динамометрирования, ваттметрирования. Однако к настоящему времени рынок в области систем управления станков-качалок нефти уже довольно "насытился", поэтому наблюдается некоторое снижение темпов патентования.

На основании проведенного обзора можно выделить наиболее эффективные изобретения в области станций управления штанговыми глубинными насосами,

Выводы

1. Проведенный обзор не выявил изобретений в области цифровых адаптивных интеллектуальных («умных») систем управления нефтяными полями, следовательно, предложенные в этой области решения будут обладать патентной чистотой. Также было выявлено, что число изобретений в области частотного регулирования СД недостаточно [8]. Отсутствуют патенты в области законов регулирования частоты, напряжения и тока возбуждения СД, при частотном регулировании СД большой мощности. Поэтому разработанные законы регулирования и управления возбуждением СД также будут обладать патентной чистотой [9].

2. Современное оборудование для станков-качалок нефти (электропривод, станция управления и т.д.) не только повышает эффективность (как техническую, так и экономическую) нефтедобычи, но и позволяет повышать энергоэффективность [10,11].

3. Патентный анализ выявил большое число изобретений, касающихся станций управления штанговыми глубинными насосами, динамометрирования, ваттметрирования, синхронных электродвигателей. В патенте РФ №122713, полученным ФГБОУ ВО «УГНТУ», описывается интеллектуальная станция управления скважиной с частотно-регулируемым электроприводом.

Отдельную группу патентов составляют изобретения в области ваттметрирования. Довольно большое число патентов составляют изобретения в области синхронных вентильных двигателей.

4. Проведенный литературный обзор показал, что достаточно глубоко освещены вопросы станций управления штанговыми глубинными насосами, динамометрирования, ваттметрирования, разработки синхронных электродвигателей [12,13].

С другой стороны, в литературе отражены в недостаточной степени проблемы частотного регулирования СД, а также возможности интеллектуальных станций управления, которые позволили бы повысить уровень нефтедобычи, оптимизировать технологических процесс, существенно снизить влияние «человеческого» фактора и повысить производственную безопасность [14,15].

Литература

1. Khakimyanov M.I., Shafikov I.N., Khusainov F.F. Control of sucker rod pumps energy consumption. IEEE Int. Siberian Conference on Control and Communications (SIBCON). Omsk, 2015. pp. 1-4.
2. Петров Т.И., Сафин А.Р., Ившин И.В., и др. Модель системы управления станком-качалкой на основе синхронных двигателей с бездатчиковым методом // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. 2018. №7-8. С.107-116.
3. Lee K.-W., Ha J.-I. Evaluation of Back-EMF Estimators for Sensorless Control of Permanent Magnet Synchronous Motors. Journal of Power Electronics. 2012. V. 12. N. 4. pp. 604-614.
4. Raute R., Caruana C., Cilia J., et.al. A Zero Speed Operation Sensorless PMSM Drive Without Additional Test Signal Injection. European Conference on Power Electronics and Applications. 2012. pp 1-10.
5. Семыкина И.Ю., Тарнецкая А.В. Современные бездатчиковые методы оценивания положения неподвижного ротора синхронного двигателя с постоянными магнитами // Вестник КузГТУ. 2017. №2 (120).С.126-132.
6. Ortega R., Praly L., Astolfi A., et al. Estimation of rotor position and speed of permanent magnet synchronous motors with guaranteed stability. IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2010. N 99. pp. 1-13.
7. Pacas .M. Sensorless drives in industrial applications. IEEE Industrial Electronics Magazine. 2011. V. 5. N 2. pp. 16-23
8. Aranovskiy S., Bobtsov A., Ortega R., et.al. Performance enhancement of parameter estimators via dynamic regressor extension and mixing. IEEE Transactions on Automatic Control, 2017. V. 62. N 7. pp. 3546-3550.
9. Бобров М. А., Юшков И.С., Тутаев Г.М., и др. Разработка бездатчиковой цифровой системы управления электроприводом на базе асинхронизированного вентильного двигателя // Вестник ЮУрГУ. Серия: Энергетика. 2017. №3.
10. Morimoto S., Kawamoto K., Sanada M., et.al. Sensorless control strategy for salient-pole PMSM based on extended EMF in rotating reference frame. Proc. 2001 IEEE IAS Annual Meeting. 2011. V. 4. pp. 2637-2644.

11. Burkov P.V., Burkova S.P., Timofeev V.Y. Justifying a method of balancing crank-and-rod mechanism of mining roadheader. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. V. 682. pp.270-275.
12. Lindh T., Montonen J.-H., Grachev M. Generating surface dynamometer cards for a sucker-rod pump by using frequency converter estimates and a process identification run. *IEEE 5th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives*. Riga, 2015. pp. 416-420.
13. Gabor T. Sucker-Rod Pumping Handbook. 1 st Edition. *Production Engineering Fundamentals and Long-Stroke Rod Pumping*. Gulf Professional Publishing, 2015. 598 p.
14. Dong L., Han X., Hua L. Effects of the rotation speed ratio of double eccentricity bushings on rocking tool path in a cold rotary forging press. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. V. 29. N.4.
15. Saihi L., Boutera A. Robust Sensorless Sliding Mode Control of PMSM with MRAS and Luenberger Extended Observer. 2016 8th International Conference on Modelling, Identification and Control (ICMIC 2016). 2016. pp. 48-57.

Авторы публикации

Ившин Игорь Владимирович – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ)..

Сафин Альфред Робертович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

Гибадуллин Рамил Рифатович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

Петров Тимур Игоревич – ассистент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ). Email: tobac15@mail.ru

Цветков Алексей Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

Низамиев Марат Фирденатович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

Корнилов Владимир Юрьевич – д-р. техн. наук, профессор кафедры «Приборостроение и мехатроника» Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

References

1. Khakimyanov MI, Shafikov IN, Khusainov FF. *Control of sucker rod pumps energy consumption. IEEE Int. Siberian Conference on Control and Communications (SIBCON)*. Omsk, 2015. pp. 1-4.
2. Petrov TI, Safin AR, Ivshin IV, et.al. Model of a pumping unit control system based on synchronous motors with a sensorless method. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2018; 7-8:107-116.
3. Lee K.-W, Ha J.-I. Evaluation of Back-EMF Estimators for Sensorless Control of Permanent Magnet Synchronous Motors. *Journal of Power Electronics*. 2012;12(4):604-614.
4. Raute R, Caruana C, Cilia J, et.al. *A Zero Speed Operation Sensorless PMSM Drive Without Additional Test Signal Injection. European Conference on Power Electronics and Applications*. 2012. pp 1-10.
5. Semykina IYu, Tarnetskaya AV. Modern sensorless methods for assessing the position of the stationary rotor of a synchronous motor with permanent magnets. *Bulletin of KuzSTU*. 2017;2(120):126-132.
6. Ortega R, Praly L, Astolfi A, et al. Estimation of rotor position and speed of permanent magnet synchronous motors with guaranteed stability. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2010; 99:1-13.
7. Pacas M. Sensorless drives in industrial applications. *IEEE Industrial Electronics Magazine*. 2011; 5(2):16-23.

© И.В. Ившин, А.Р. Сафин, Р.Р. Гибадуллин, Т.И. Петров, А.Н. Цветков, М.Ф. Низамиев,
В.Ю. Корнилов

8. Aranovski S, Bobtsov A, Ortega R, et.al. Performance enhancement of parameter estimators via dynamic regressor extension and mixing. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2017;62(7):3546-3550.
9. Bobrov MA, Yushkov IS, Tutaev GM, et.al. Development of a sensorless digital control system for an electric drive based on an asynchronous valve motor. *Bulletin of SUSU. Series: Energy*. 2017. N3.
10. Morimoto S, Kawamoto K, Sanada M, et.al. Sensorless control strategy for salient-pole PMSM based on extended EMF in rotating reference frame. Proc. 2001. *IEEE IAS Annual Meeting*. 2011; 4:2637-2644.
11. Burkov PV, Burkova SP, Timofeev VY. Justifying a method of balancing crank-and-rod mechanism of mining roadheader. *Applied Mechanics and Materials*. 2014;682:270-275.
12. Lindh T, Montonen J-H, Grachev M. Generating surface dynamometer cards for a sucker-rod pump by using frequency converter estimates and a process identification run. *IEEE 5th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives*. Riga, 2015. pp. 416-420.
13. Gabor T. Sucker-Rod Pumping Handbook. 1 st Edition. *Production Engineering Fundamentals and Long-Stroke Rod Pumping*. Gulf Professional Publishing, 2015. 598 p.
14. Dong L, Han X, Hua L. Effects of the rotation speed ratio of double eccentricity bushings on rocking tool path in a cold rotary forging press. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015;29(4).
15. Saihi L, Boutera A. Robust Sensorless Sliding Mode Control of PMSM with MRAS and Luenberger Extended Observer. 2016. *8th International Conference on Modelling, Identification and Control (ICMIC 2016)*. 2016. pp. 48-57.

Authors of the publication

Igor V. Ivshin – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Alfred R. Safin – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Ramil R. Gibadullin – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Timur I. Petrov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: tobac15@mail.ru.

Alexey N. Tsvetkov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Marat F. Nizamiyev – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Vladimir Yu. Kornilov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

08 октября 2019 г.



ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ ПАРОВОЙ ВИНТОВОЙ МАШИНЫ

Р.Р. Ротач, Ю.В. Ваньков, Ш.Г. Зиганшин, Е.В. Измайлова

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

rita-nurkaeva@mail.ru

Резюме: целью работы является повышение эффективности работы ТЭЦ путем внедрения в тепловую схему паровой винтовой машины (ПВМ). Предлагается исключить пропуск пара из отбора турбины через РОУ собственных нужд. Острый пар перелается направлять в паровую винтовую машину, установленную параллельно РОУ. Данное техническое решение позволит получать пар, используемый в деаэраторах низкого давления, а также электроэнергию на собственные нужды ТЭЦ. В статье приведены режимные параметры, а также результаты расчетов турбоагрегата Р-70/100-130/15. Выполнен технико-экономический расчет внедрения ПВМ в тепловую схему станции: рассчитана экономия условного топлива и электроэнергии на собственные нужды, а также срок окупаемости проекта по внедрению паровой винтовой машины. В ходе проведения расчетов получены следующие результаты: снижение удельного расхода условного топлива на производство 1 кВт·ч электроэнергии – на 1,9 г; экономия условного топлива при внедрении ПВМ составит 13 т.у.т. в год, что также влечет за собой уменьшение выбросов в окружающую среду; выработка электроэнергии на собственные нужды составляет 8100 кВт·ч; срок окупаемости проекта по внедрению паровой винтовой машины в тепловую схему ТЭЦ составляет 5 лет.

Ключевые слова: паровая винтовая машина; тепловая схема; эффективность; дросселирование; полезная утилизация пара.

Для цитирования: Ротач Р.Р., Ваньков Ю.В., Зиганшин Ш.Г., Измайлова Е.В. Оптимизация тепловой схемы путем внедрения паровой винтовой машины // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 14-21. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-14-21.

OPTIMIZATION OF THE THERMAL CIRCUIT BY INTRODUCTION OF THE STEAM SCREW-ROTOR MACHINE

RR Rotach, YuV Vankov, ShG Ziganshin, EV Izmaylova

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

rita-nurkaeva@mail.ru

Abstract: the aim of the work is to increase the efficiency of the CHP by introducing a steam screw-rotor machine (SSRM) into the thermal circuit. It is proposed to exclude the passage of steam from the selection of the turbine through the pressure reduction and desuperheating station (PRDS) of own needs. Superheated steam is diverted to be sent to a steam screw-rotor machine installed parallel to the PRDS. This technical solution will allow to obtain steam used in low pressure deaerators, as well as electricity for own needs of the CHP. The article presents the operating parameters, as well as the calculation results of the backpressure turbine. A feasibility study was carried out for the introduction of SSRM into the plant's thermal circuit: the equivalent fuel and electricity savings for own needs were calculated, as well as the payback period of the project for introducing a steam screw-rotor machine. In the course of the calculations, the following results were obtained: a decrease in the specific consumption of equivalent fuel for the production of 1 kWh of electricity – by 1,9 g; saving of equivalent fuel during the implementation of the SSRM will be 13 tons per year, which also entails a reduction in emissions into the environment; Electricity production for own needs is 8100 kWh, the payback period for the project to introduce a steam screw machine in the thermal circuit of a thermal power plant is 5 years.

Keywords: *steam screw-rotor machine; thermal circuit; efficiency; throttling; beneficial steam recovery.*

For citation: Rotach RR, Vankov YuV, Ziganshin ShG, Izmaylova EV. Optimization of the thermal circuit by introduction of the steam screw-rotor machine. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):14-21. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-14-21.

Введение

В энергетической стратегии России до 2030 года, одобренной Правительством Российской Федерации, основной упор в развитии сектора энергогенерации делается на двукратное увеличение доли комбинированного производства тепловой и электрической энергии. Современная тенденция значительного роста стоимости электроэнергии может привести только к возрастанию целесообразности комбинированной выработки электроэнергии и тепла. При внедрении комбинированного производства (когенерации) возможно покрытие части собственных нужд ТЭЦ в электроэнергии за счет полезной утилизации пара в винтовых детандерах, иначе называемыми паровыми винтовыми машинами (ПВМ) [1-6]. Поэтому исследование внедрения паровой винтовой машины в тепловую схему ТЭЦ является актуальным.

В работе рассматривается вариант повышения эффективности работы тепловой электрической станции на примере Нижнекамской ТЭЦ (ПТК-1) путем внедрения в ее тепловую схему паровой винтовой машины. Данное техническое решение позволит получать пар 1,2 ата для собственных нужд и одновременно дополнительно вырабатывать 1300 кВт электроэнергии за счет полезной утилизации пара.

На Нижнекамской ТЭЦ-1 для получения пара собственных нужд, в том числе и для подогрева обессоленной воды в деаэраторах низкого давления (ДНД) используют пар 1,2 ата. Источником пара 1,2 ата являются паровые турбины Т-110/120-130/3, Т-100/120-130/2. В зимнее время и при дефиците теплофикационных отборов 1,2 ата этих турбин, используют редукционно-охладительную установку РОУ 14/1,2. Источником пара, проходящего через РОУ, является пар из регулируемого отбора пара за ЦВД.

Пар 14 ата, проходя через РОУ 14/1,2, снижая свою температуру и давление до установленных пределов, направляется на отопительный коллектор 1,2 ата. Характеристики РОУ 14/1,2 приведены в табл. 1.

Основным недостатком использования РОУ 14/1,2 заключается в дросселировании пара, так как это приводит к потере его работоспособности [7-9].

С целью исключения дросселирования пара предлагается вариант модернизации тепловой схемы РОУ 14/1,2 на базе паровой винтовой машины. Включение ПВМ в тепловую схему ТЭЦ позволит получать пар 1,2 ата для собственных нужд и одновременно дополнительно вырабатывать электроэнергию, за счет исключения дросселирования пара через РОУ 14/1,2.

Таблица 1

Техническая характеристика РОУ 14/1,2

Наименование	Номинальная производительность, кг/с	Параметры острого/редуцированного пара	
		Давление, ата (МПа)	Температура
РОУ 14/1,2	11,3	14/1,2 (1,4/0,12)	246/130

Модернизация тепловой схемы Нижнекамской ТЭЦ-1 с установкой паровой винтовой машины

В диапазоне мощности 200-2000 кВт паровые винтовые машины, имеют ряд несомненных преимуществ перед другими видами детандеров. Это малые габариты, вес, превосходство перед лопаточными турбинами по удельной стоимости, маневренности. КПД расширения у ПВМ практически такой же, что и у лопаточных турбин малой мощности, при этом частота вращения существенно меньше [10,11].

Важным достоинством ПВМ, выделяющей ее из ряда других машин, является хорошая работа на двухфазных средах, например, на влажном паре. Жидкая фаза в газе при вращении отбрасывается к периферии винта и затекает в зазор между корпусом и винтами, уменьшая перетечки и тем самым способствуя повышению КПД [12-14].

Предлагается установка ПВМ параллельно РОУ 14/1,2 (рис. 1). Вырабатываемая электроэнергия будет выдаваться на шины собственных нужд Нижнекамской ТЭЦ-1.

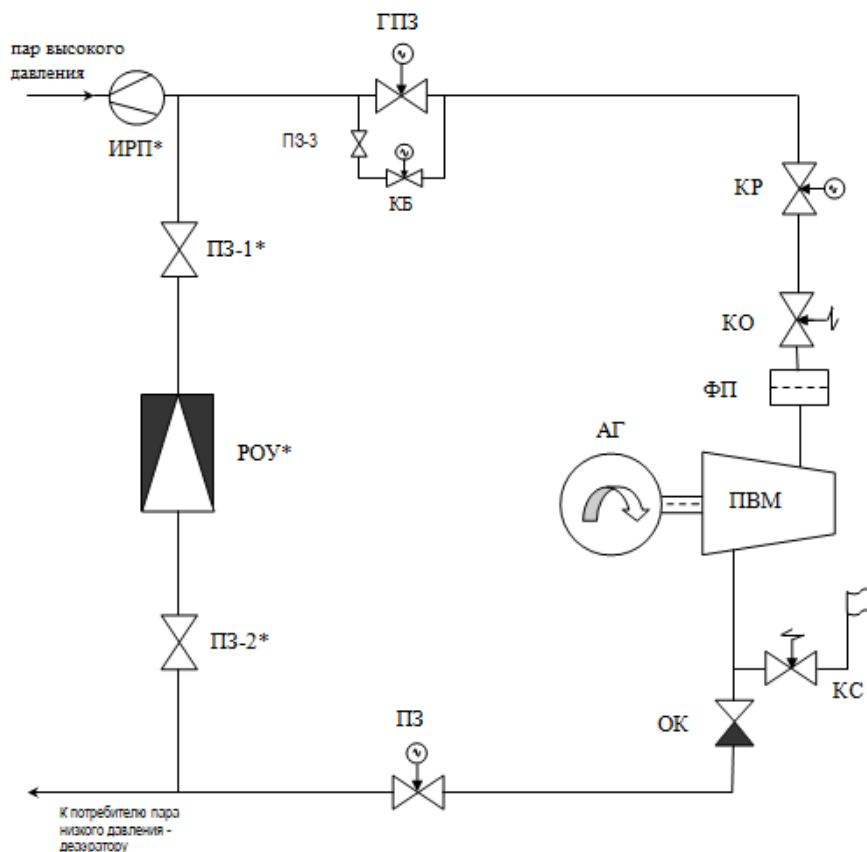


Рис.1. Тепловая схема энергоустановки ПВМ

ПВМ – паровая винтовая машина, АГ – электрогенератор, КР – кран регулирующий, ГПЗ – главная паровая задвижка, КБ – кран паровой байпасный, ПЗ – паровая задвижка, КО – клапан отсечной аварийный, ОК – обратный клапан, КС – клапан сброса пара из ПВМ, ФП – фильтр паровой, ИРП – измеритель расхода пара, РОУ – редукционно-охлаждающее устройство

Материалы и методы исследования

В работе использованы методы вычислительной математики, теории тепломассообмена, методы технико-экономических расчетов в энергетике, термодинамического анализа энергоустановок.

Для определения средних параметров пара, направляемого в ПВМ, произведен расчет тепловой схемы турбоустановки Р-70/100-130/15 на номинальном режиме согласно [15] и определены ее основные технико-экономические показатели.

Исходные данные и результаты расчета турбоустановки Р-70/100-130/15 приведены в табл. 2-4.

Таблица 2

Исходные данные для расчета тепловой схемы турбоустановки Р-70/100-130/15

Наименование	Значение
Номинальный расход свежего пара на турбину	$D_0=208,3$ кг/с
Давление свежего пара	$P_0=12,75$ МПа
Температура свежего пара	$t_0=555^\circ\text{C}$
Температура питательной воды	$t_{\text{пв}}=230^\circ\text{C}$

Таблица 3

Параметры пара в отборах турбины, полученные расчетным путем

Точка	$P_{\text{п}}, \text{МПа}$	$t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	$h_{\text{п}}, \text{кДж/кг}$
0 (параметры пара на входе в турбину)	12,75	555	3485
0 (параметры пара перед 1-ой ступенью турбины)	12,4	552	3485
1 (параметры пара после 1-ой ступени турбины)	3,03	353	3122
2 (параметры пара после 2-ой ступени турбины)	1,95	299	3024
3 (параметры пара на регулируемом отборе пара)	1,4	246	2926

Таблица 4

Выходные данные расчета турбоустановки Р-100-130/15 для номинального режима

Наименование	Значение
Полный расход тепла на турбоустановку $Q_{\text{тв}}$, кВт	519 021
Расход тепла на производственные потребители $Q_{\text{пр}}$, кВт	403 906
Расход тепла турбоустановки по производству электроэнергии $Q_{\text{тв}}^3$, кВт	115 115
Электрическая мощность турбины N_3 , кВт	111 322
Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии $\eta_{\text{тв}3}$	0,96

Определение электрической мощности ПВМ:

$$N_{\text{эл}} = D \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta = 11,3 \cdot (2926 - 2741) \cdot 0,62 = 1273 \text{ кВт} \quad (1)$$

где: h_1 – энтальпия пара на входе в ПВМ, кДж/кг; h_2 – энтальпия пара на выходе из ПВМ, кДж/кг; D – расход пара через ПВМ, кг/с.

Полный расход тепла на турбоустановку Р-70/100-130/15:

$$Q_{\text{тв}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}^{\text{в}}) = 208,3 \cdot (3485 - 993,3) = 519021 \text{ кВт} \quad (2)$$

где: h_0 – энтальпия пара на входе в турбину, кДж/кг; $h_{\text{пв}}^{\text{в}}$ – энтальпия питательной воды в ПВД, кДж/кг.

Расход тепла на производственные потребители (собственные нужды) при использовании РОУ или ПВМ:

$$\begin{aligned} Q_{\text{пр}} &= D_{\text{пр}} \cdot (h_3 - h_{\text{пв}}) - D_{\text{роу}} \cdot (h_3 - h'_{\text{роу}}) = \\ &= 175,52 \cdot (2926 - 624,8) - 11,1 \cdot (2926 - 2741) = 401853 \text{ кВт}. \end{aligned} \quad (3)$$

где: $D_{\text{пр}}$ – расход пара на производство, кг/с; h_3 – энтальпия в регулируемом отборе пара, кДж/кг; $h_{\text{пв}}$ – температура питательной воды после деаэратора, кДж/кг; $D_{\text{роу}}$ – расход пара на РОУ, кг/с;

Расход тепла турбоустановки по производству электроэнергии при использовании РОУ или ПВМ:

$$Q_{\text{тв}}^3 = Q_{\text{тв}} - Q_{\text{пр}} = 519021 - 401853 = 117168 \text{ кВт}. \quad (4)$$

Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии при использовании РОУ:

$$\eta_{\text{тв}}^3 = \frac{N_3}{Q_{\text{тв}}^3} = \frac{111322}{117168} = 0,95. \quad (5)$$

Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии энергоблока при использовании РОУ:

$$\eta_{\text{с}}^3 = \eta_{\text{тв}}^3 \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{тр}} = 0,95 \cdot 0,93 \cdot 0,986 = 0,87, \quad (6)$$

где $\eta_{\text{ку}}$ – КПД котельной установки, принимается 0,93; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трубопроводов, принимается 0,986.

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии при использовании РОУ:

$$b_y^3 = \frac{123}{\eta_{\text{с}}^3} = \frac{123}{0,88} = 141,38 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (7)$$

Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии при использовании ПВМ:

$$\eta_{\text{тв}}^3 = \frac{N_3 + N_{\text{ПВМ}}}{Q_{\text{тв}}^3} = \frac{111322 + 1273}{117168} = 0,96. \quad (8)$$

Коэффициент полезного действия по производству электроэнергии энергоблока при использовании ПВМ:

$$\eta_c = \eta_{\text{ту}} \cdot \eta_{\text{мг}} \cdot \eta_{\text{тр}} = 0,96 \cdot 0,93 \cdot 0,986 = 0,88. \quad (9)$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии при использовании ПВМ:

$$b_y^3 = \frac{123}{\eta_c^3} = \frac{123}{0,88} = 139,77 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (10)$$

Разность удельного расхода условного топлива на производство электроэнергии при использовании РОУ и ПВМ:

$$\Delta b_y^3 = 141,38 - 139,77 = 1,61 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (11)$$

Планируемое число часов работы ПВМ в году составляет 6 480 часов.

Годовая экономия удельного расхода условного топлива:

$$\Delta b_y^{\text{год}} = \Delta b_y^3 \cdot N = 1,61 \cdot 8100 = 13,043 \frac{\text{т.у.т}}{\text{год}}. \quad (12)$$

Выработка электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ ПВМ:

$$N = N_{\text{эл}} \cdot n_{\text{ч}} = 1,25 \cdot 6480 = 8100 \text{ тыс. кВт} \cdot \text{ч}, \quad (13)$$

где: $N_{\text{эл}}$ – выработка электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ ПВМ, $n_{\text{ч}}$ – время наработки, час.

Экономия электрической энергии на собственные нужды ТЭЦ за год составит:

$$\mathcal{E} = N \cdot C_{\text{сн}} = 8100 \cdot 951,42 = 7706502 \text{ руб/год}, \quad (14)$$

где: N – выработка электроэнергии ПВМ в год, тыс. кВт·ч, $C_{\text{сн}}$ – цена электроэнергии на собственные нужды, руб/тыс. кВт·ч (принимается для расчёта фактическую стоимость покупной э/э на СН в узле Нижнекамской ТЭЦ-1 по данным на 2020 г).

$C_{\text{сн}} = 951,42 \text{ руб/МВт} \cdot \text{ч}$.

$$\text{Прибыль} = \mathcal{E} - \mathcal{Z}_{\text{ремонт}} = 7706,5 - 169,4 = 7537,1 \text{ тыс.руб.}, \quad (15)$$

где $\mathcal{Z}_{\text{ремонт}}$ – затраты на ремонт оборудования 169 400 тыс. руб.

Результаты расчетов и их обсуждение

Оценочный расчет экономической эффективности внедрения ПВМ приведен в табл. 5 и 6.

Таблица 5

Оценочный расчет экономической эффективности внедрения ПВМ за период 2020-2026 гг.

Год	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
Экономия э/э на СН, тыс.кВтч/год	8100	8100	8100	8100	8100	8100	8100
Цена кВтч с учётом индексации, руб/тыс.кВтч	951,42	980,91	1011,32	1042	1074,99	1108,32	1142,68
Экономия на СН, тыс. тыс.руб/год	7706,5	7945,4	8191,7	8440,2	8707,4	8977,4	9255,7
Средний коэффициент индексации стоимости э/э	1,031	1,031	1,031	1,031	1,031	1,031	1,031
Затраты на ремонт среднегодовые тыс.руб.	169,4	176,4	184	191,3	199	206,1	213,1
Темп роста индекса цен строительства (ремонт)	1,043	1,041	1,043	1,04	1,04	1,036	1,034
Итоговая экономия, тыс. руб./год	7537,1	7769	8013,7	8248,9	8508,4	8771,3	9042,6

Таблица 6

Оценочный расчет экономической эффективности внедрения ПВМ за период 2027-2030 гг.

Год	2027	2028	2029	2030
Экономия э/э на СН, тыс.кВтч	8100	8100	8100	8100
Цена кВтч с учётом индексации, руб/кВтч	1178,10	1214,62	1252,28	1291,09
Экономия на СН, тыс. руб/год	9542,6	9838,4	10143,5	10457,8
Средний коэффициент индексации стоимости э/э	1,031	1,031	1,031	1,031
Затраты на ремонт среднегодовые тыс.руб.	220,4	228,1	236,1	243,9
Темп роста индекса цен строительства (ремонт)	1,034	1,035	1,035	1,033
Итоговая экономия, тыс. руб./год	9322,2	9610,3	9907,4	10213,9



Рис. 2. Экономический эффект с 2020 по 2030 г.

Таблица 7

Период окупаемости ПВМ		
№	Показатель	Значение
1	Чистый дисконтированный доход (NPV), тыс.руб.	8672
2	Внутренняя норма доходности (IRR), %	14,09
3	Индекс прибыльности (PI)	1,19
4	Период окупаемости (PBP), лет	4,89

Выводы

1. Внедрение паровой винтовой машины в тепловую схему Нижнекамской ТЭЦ-1 позволит получать пар 1,2 ата для собственных нужд (в том числе и для ДНД) и одновременно дополнительно вырабатывать 1,3 МВт электроэнергии, за счет исключения дросселирования пара через РОУ 14/1,2 ата. Результатом данного внедрения также станет ежегодная экономия 13 тонн условного топлива.

2. Приведенные расчеты показывают, что срок окупаемости проекта модернизации тепловой схемы Нижнекамской ТЭЦ-1 на базе ПВМ составит 5 лет, экономический эффект в 2020 г. составит 7537,1 тыс. руб. и будет расти из года в год, учитывая изменение коэффициента индексации.

Литература

1. Репин А.Л. Повышение эффективности работы паровых котельных при использовании когенерационных установок с винтовым двигателем: Дис. канд. техн. наук. Краснодар, 2006.
2. Гузаиров Р.М., Ахметшин Р.М. Паровой винтовой машины еще нет в словарях // Инженерные системы. 2009. №3. С. 6-9.
3. Березин С.Р. Винтовые детандеры: учебное пособие. Уфа, УГАТУ. 2010. 53 с.
4. Зарницкий Г.Э., Сергеева Е.Я., Шагинова Н.С. Эффективность использования винтовых детандеров в линии топливного газа компрессорных станций // Экономика газовой промышленности. 2015. №5. С. 17-28.
5. Гузаиров М.Б., Муравьева Е.А., Соловьев К.А. Компьютерная модель функции выходной мощности паровой винтовой машины // Вестник УГАТУ. 2015. №1. С. 106 -111.
6. Семёнов А.С., Шевченко А.М. Тепловой расчёт паровой турбины. Киев: Высшая школа. 1975. 280 с.

7. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. М.: Изд. МЭИ, 1999. 168 с.
8. Григораш О.В., Богатырев И.И., Курзин И.И. Нетрадиционные источники электроэнергии в составе систем гарантированного электроснабжения. Промышленная энергетика. 2014. №1. С. 88-95.
9. Данилов М.М., Иванова З.Н. Изменение объема парной полости в процессе расширения в винтовом детандере // Вестник МАХ. 2016. №4. С. 58-61.
10. Березин С. Р., Носков А. Н., Щеглов Г. А. Определение показателей рабочего процесса паровой винтовой машины // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 1. С. 50-56.
11. Куличихин В.В., Лазарев О.О. Использование избыточного давления природного газа на промышленных предприятиях // Надежность и безопасность энергетики. 2015. №2. С. 48-54.
12. Дубинин В.С., Лаврухин К.М. Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии в котельных // Строительные материалы, оборудование и технологии XXI века, 2015. № 6. С.7-15.
13. Табунщиков Ю.А., Бродач М.М. Экспериментальные исследования оптимального управления расходом энергии // АВОК. 2016. № 1. С. 51-55.
14. Агабабов, В.С. Анализ влияния параметров работы бестопливной энергогенерирующей установки на ее эффективность // Энергосбережение и водоподготовка. 2015. № 6 (74). С. 26-28.
15. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: М.: Энергоатомиздат, 1987. 230 с.

Авторы публикации

Ротач Рита Рустемовна – аспирант Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Ваньков Юрий Витальевич – д-р. технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Зиганишин Шамиль Гаязович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Измайлова Евгения Вячеславовна – канд. техн. наук, доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» (ПТЭ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

References

1. Repin AL. *Povyshenie effektivnosti raboty parovykh kotel'nykh pri ispol'zovanii kogeneracionnykh ustanovok s vintovym dvigatelem*: dissertation. Krasnodar; 2006.
2. Guzairov RM, Akhmetshin RM. Steam screw rotor machine is not in the dictionaries yet. *Engineering systems*. 2, 2009. pp. 6-9.
3. Berezin SR. *Screw expanders: tutorial*. Ufa, USATU, 2010. P.53.
4. Zarnickij GE, Sergeeva EYa, Shaginova NS. Effektivnost' ispol'zovaniya vintovykh detanderev v linii toplivnogo gaza kompressornykh stancij. *Ekonomika gazovoj promyshlennosti*. 2015;5:17-28.
5. Guzairov MB, Murav'eva EA, Solov'ev KA. Komp'yuternaya model' funktsii vyhodnoj moshchnosti parovoy vintovoy mashiny. *Vestnik USATU*. 2015;1:106-111.
6. Semyonov SS, Shevchenko AM. *Thermal calculation of the steam turbine*. Vysshaya Shkola, Kiev. 1975. P. 280.
7. Aleksandrov AA, Grigoryev BA. *Tables of thermophysical properties of water and water vapor*. Moscow, MEI, 1999. P. 168.
8. Grigorash OV, Bogatyrev II, Kurzin II. Netradicionnye istochniki elektroenergii v sostave sistem garantirovannogo elektrosnabzheniya. *Promyshlennaya energetika*. 2014;1:88-95.
9. Danilov MM, Ivanova ZN. Izmenenie ob"ema parnoj polosti v processe rasshireniya v vintovom detandere. *Vestnik MAH*. 2016;4:58-61.
10. Berezin SR, Noskov AN, Shcheglov GA. Opredelenie pokazatelej rabocheho processa parovoy vintovoy mashiny Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenij. *Mashinostroenie*. 2016;1:50-56.
11. Kulichihin VV, Lazarev OO. Ispol'zovanie izbytochnogo davleniya prirodnogo gaza na promyshlennyykh predpriyatiyah. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki*. 2015;2:48-54.

12. Dubinin BC, Lavruhin KM. *Kombinirovannaya vyrabotka teplovoj i elektricheskoj energii v kotel'nyh. Stroitel'nye materialy, oborudovanie i tekhnologii XXI veka*. 2015;6:7-15.
13. Tabunshchikov YuA, Brodach MM. *Eksperimental'nye issledovaniya optimal'nogo upravleniya raskhodom energii AVOK*. 2016;1:51-55.
14. Agababov BC. Analiz vliyaniya parametrov raboty bestoplivnoj energogeneriruyushchej ustanovki na ee effektivnost'. *Energoberezhenie i vodopodgotovka*. 2015;6 (74):26-28.
15. Ry`zhkin VYa. *Teplovy`e e`lektricheskie stancii*: M: E`nergoatomizdat, 1987. P. 230.

Authors of publication

Rita R. Rotach – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Yurii V. Vankov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Shamil G. Ziganshin – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Evgeniya V. Izmailova – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

25 октября 2019 г.



ФИЗИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЦИОНАРНЫХ ПОТОКОВ В ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Л.В. Плотников, Ю.М. Бродов, Б.П. Жилкин, А.М. Неволин, М.О. Мисник

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.

Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4481-3607>, plotnikovlv@mail.ru

Резюме: Тепломеханическое совершенство впускных и выпускных систем во много определяют эффективность рабочих процессов поршневых ДВС. В статье представлены результаты численного моделирования и экспериментального исследования теплоотдачи газовых потоков в профилированных газозвушных системах ДВС. Приводятся описание методики численного моделирования, экспериментальной установки, конфигураций исследуемых гидравлических систем, приборной базы и методики проведения опытов. На основе численного моделирования установлено, что использование в выпускных системах ДВС профилированных участков с поперечными сечениями в форме квадрата или треугольника приводит к снижению коэффициента теплоотдачи на 5-11 %. Показано, что применение во впускной системе поршневых ДВС профилированных участков также приводит к снижению коэффициента теплоотдачи до 10 % при скоростях потока воздуха до 40 м/с и росту коэффициента теплоотдачи до 7% при более высоких скоростях. Экспериментальные исследования качественно подтверждают результаты моделирования.

Ключевые слова: поршневые ДВС, системы впуска и выпуска, газодинамика и теплообмен, стационарные потоки, поперечное профилирование.

Благодарности: Работа, по результатам которой написана статья, выполнена при поддержке РФФИ в рамках научного проекта 18-79-10003.

Для цитирования: Плотников Л.В., Бродов Ю.М., Жилкин Б.П., Неволин А.М., Мисник М.О. Физическое и численное моделирование тепломеханических характеристик стационарных потоков в газозвушных трактах поршневых двигателей // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21. №5. С. 22-28. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-22-28.

PHYSICAL AND NUMERICAL SIMULATION OF THE THERMAL AND MECHANICAL CHARACTERISTICS OF STATIONARY FLOWS IN THE GAS-AIR PATHS OF PISTON ENGINES

LV Plotnikov, YM Brodov, BP Zhilkin, AM Nevolin, MO Misnik

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin,

Ekaterinburg, Russia

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4481-3607>, plotnikovlv@mail.ru

Abstract: Thermomechanical perfection of intake and exhaust systems largely determine the efficiency of the working process of reciprocating engines (ICE). The article presents the results of numerical simulation and experimental study of the heat transfer of gas flows in profiled gas-air systems of ICEs. A description of the numerical simulation technique, experimental setup, configurations of the studied hydraulic systems, measuring base and features of the experiments are given. On the basis of numerical modeling, it has been established that the use of profiled sections with cross sections in the shape of a square or a triangle in exhaust systems of an ICEs leads to a decrease in the heat transfer coefficient by 5-11%. It is shown that the use of similar

profiled sections in the intake system of reciprocating engines also leads to a decrease in the heat transfer coefficient to 10 % at low air flow rates (up to 40 m/s) and an increase in the heat transfer coefficient to 7% at high speeds. Experimental studies qualitatively confirm the simulation results.

Keywords: reciprocating internal combustion engines, intake and exhaust systems, gas dynamics and heat exchange, stationary flows, transverse profiling.

Acknowledgments: the work has been supported by the Russian Science Foundation (grant No. 18-79-10003).

For citation: Plotnikov LV, Brodov YM, Zhilkin BP, Nevolin AM, Misnik MO. Physical and numerical simulation of the thermal and mechanical characteristics of stationary flows in the gas-air paths of piston engines. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):22-28. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-22-28.

Введение

Технико-экономические показатели поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в значительной степени зависят от совершенства процессов во впускных и выпускных системах [1, 2]. Данной тематике посвящено много разнонаправленных работ. Например, комплексный подход к совершенствованию выпускной системы автомобильного двигателя представлен в работе [3]. Совершенствование методик расчетов и моделирования процессов впуска и выпуска в условиях газодинамической нестационарности описано в статьях [4, 5]. В них авторы разработали математическую модель двигателя, которая учитывает особенности функционирования цилиндропоршневой группы, тепломеханические процессы в газоздушных трактах и цилиндре двигателя. Важно, что в этих исследованиях данные моделирования подтверждаются с помощью экспериментов. Можно отметить другие работы, направленные на создание математических моделей для расчета процессов впуска и выпуска в поршневых ДВС [6, 7]. В свою очередь, тепломеханическое совершенство систем впуска и выпуска определяет теплонапряженность их деталей и узлов, величину подогрева и испаряемость рабочего тела, величину теплоперепада, которой может сработать в турбине турбокомпрессора в случае двигателя с наддувом. Важность исследования параметров рабочего тела в газоздушном тракте на эффективность работы турбокомпрессора и поршневого ДВС показана в работах [8, 9]. Таким образом, получение сведений о газодинамике и интенсивности теплообмена во впускной и выпускной системах ДВС является актуальной задачей двигателестроения.

В настоящей работе представлены результаты численного моделирования и экспериментального исследования теплоотдачи газовых потоков в профилированных впускных и выпускных системах поршневых двигателей размерности 8,2/7,1.

Параметры моделирования и описание экспериментальной базы

Известно, что поперечное профилирование труб вызывает изменение газодинамики и структуры потоков в гидравлической системе [10-12], а это, в свою очередь, должно привести к изменению интенсивности теплообмена.

Данные исследования проводились, как с помощью математического моделирования, так и экспериментально на лабораторной установке.

Для исследования теплообмена стационарных потоков воздуха в газоздушных системах поршневых ДВС были разработаны математические модели с помощью CFD-пакета на основе метода конечных элементов.

Конфигурации исследуемых систем впуска и выпуска состояли из четырех основных элементов: цилиндр двигателя, клапан, головка цилиндра и труба (рис. 1). Диаметр цилиндра составлял 82 мм, внутренний диаметр выпускной трубы и канала в головке цилиндра равнялся 30 мм, диаметр впускной трубы – 32 мм. В ходе моделирования клапан находился в открытом положении (высота подъема клапана равнялась 9 мм). Исследования выполнялись для трех различных труб. В первом случае труба имела постоянное круглое сечение по всей длине – базовый вариант. Во втором и третьем случае трубы имели профилированный участок с поперечными сечениями в форме квадрата и треугольника, соответственно. Длина профилированного участка составляла 250 мм при общей длине трубы – 450 мм. Все профилированные трубы системы выпуска имели эквивалентный гидравлический диаметр $d_3 = 30$ мм, трубы системы впуска – $d_3 = 32$ мм.

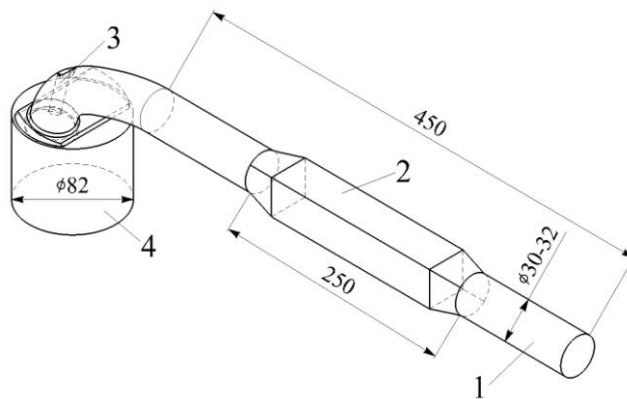


Рис. 1. Конфигурация исследуемых газоздушных систем: 1 – впускная или выпускная труба; 2 – профилированный участок трубы; 3 – впускной или выпускной клапан; 4 – цилиндр

Граничные условия при моделировании теплообмена в выпускной системе состояли в следующем. На входе в модель задавалось избыточное давление в цилиндре от 90,15 до 130 кПа. На выходе модели – 90 кПа (барометрическое давление за вычетом потери давления вследствие гидравлических потерь). При таких условиях скорость потока газа на выходе из выпускной трубы равнялась от 10 до 130 м/с. В качестве рабочей среды использовался сухой воздух с температурой 120 °С. Граничные условия при моделировании теплообмена во впускной системе были следующие. В качестве рабочей среды использовался сухой воздух с температурой 20 °С,двигающийся со скоростью от 10 до 100 м/с. На входе в модель задавался массовый расход, выход определялся как выход под давлением равным барометрическому. Для моделирования турбулентного течения использовалась k-ε модель турбулентности. Задачи решались в стационарной постановке. Сетки исследуемых газоздушных систем состояли из порядка 630 000 ячеек.

Экспериментальные исследования теплоотдачи во впускных и выпускных системах проводились для конфигураций, описанных выше. Все основные геометрические размеры труб и цилиндра были одинаковыми при численном моделировании и при экспериментальных исследованиях. Опыты проводились при стационарном режиме течения воздуха в газоздушных системах двигателя. При исследовании выпускной системы клапан фиксировался в крайнем верхнем положении, а движение воздуха создавалось компрессором, создающим избыточное давление в цилиндре. Средняя скорость потока воздуха в выпускной трубе изменялась в диапазоне от 10 до 90 м/с. При исследовании впускной системы клапан также фиксировался в крайнем верхнем (открытом) положении, а движение воздуха создавалось уже эксгаустером, отсасывающим воздух из цилиндра. Средняя скорость потока воздуха во впускной трубе изменялась в диапазоне от 10 до 90 м/с. Температура воздуха в обоих случаях составляла 18-22 °С.

В исследуемых трубах были выбраны 3 контрольных сечения на расстояниях l_x от окна в головке цилиндра равных 100 мм, 200 мм и 300 мм, в которых устанавливалось по два датчика термоанемометра. При этом в каждом контрольном сечении измерение локального коэффициента теплоотдачи α_x проводилось последовательно в 4 местах, отстоящих друг от друга на угол 90°. Для получения коэффициента теплоотдачи трубы сначала усреднялись величины α_x для каждого контрольного сечения; таким образом получалось среднее значение коэффициента теплоотдачи в сечении. Потом усреднялись значения α_x для всех контрольных сечений – получалось значение коэффициента теплоотдачи для впускной или выпускной трубы.

Для определения мгновенных значений скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры. Сигналы с термоанемометров поступали в аналого-цифровой преобразователь, а далее в компьютер для обработки и анализа. Максимальная систематическая погрешность измерения скорости составляла 5,4 %, локального коэффициента теплоотдачи – 10,0 %. Подробней методика определения w_x и α_x описана в статье [13].

Численное моделирование теплообмена во впускной и выпускной системах поршневых двигателей

На основе численного моделирования была проведена оценка влияния формы поперечного сечения трубы на интенсивность теплоотдачи в выпускной системе поршневого ДВС (рис. 2).

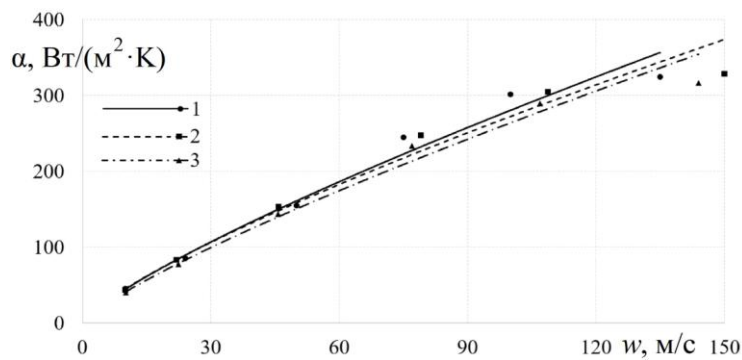


Рис. 2. Расчетные зависимости коэффициента теплоотдачи α от скорости потока воздуха w в выпускной трубе с профилированными участками с разными поперечными сечениями:
1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Из рис. 2 видно, что при использовании выпускной трубы с участком с квадратным поперечным сечением при всех скоростях потока воздуха наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи, которое достигает 5 % по сравнению с базовой выпускной системой. При этом наибольшее снижение коэффициента теплоотдачи происходит при скоростях потока более 100 м/с. Аналогичный эффект был установлен для выпускной системы с трубой с треугольным поперечным сечением. По мнению авторов, данное отличие связано с наличием устойчивых вихревых структур, образующихся в углах профилированных каналов, которые препятствуют формированию устойчивого пограничного слоя и, соответственно, снижают теплообмен газа со стенками трубы.

На основе численного моделирования была проведена оценка влияния формы поперечного сечения трубы на интенсивность теплоотдачи во впускной системе ДВС (рис. 3). Из рисунка видно, что при использовании впускной трубы с участком с квадратным поперечным сечением при скоростях потока воздуха до 40 м/с наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи, которое достигает 8 % при $w = 10$ м/с (по сравнению с базовой системой впуска). При $w > 40$ м/с, наоборот, происходит рост коэффициента теплоотдачи на величину до 2 %. Аналогичный эффект был установлен для системы впуска с профилированным участком с треугольным сечением. При $w < 25$ м/с имеет место снижение коэффициента теплоотдачи до 14 % по сравнению с базовой впускной системой. В диапазоне $25 < w < 100$ м/с наблюдается рост коэффициента теплоотдачи на величину до 5 %. По мнению авторов, при скорости потока воздуха около 25 м/с в профилированных трубах происходит газодинамическая перестройка структуры потока [14] и, соответственно, пограничного слоя, что вызывает смену направления теплообмена.

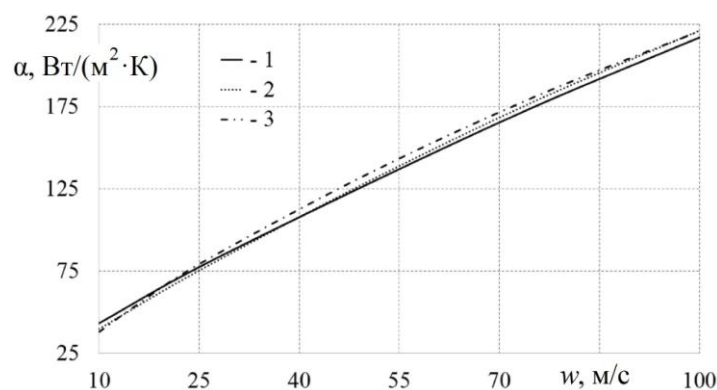


Рис. 3. Расчетные зависимости коэффициента теплоотдачи α от скорости потока воздуха w во впускной трубе с профилированными участками с разными поперечными сечениями:
1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Для четкого объяснения полученных закономерностей необходимы дополнительные исследования параметров и структуры потоков в профилированных каналах.

Экспериментальные исследования теплообмена во впускной и выпускной системах поршневых двигателей

Экспериментальные исследования теплообмена в выпускной системе подтвердили результаты численного моделирования на качественном уровне (рис. 4). Некоторые отличия в численных значениях могут быть связаны с погрешностью экспериментального

определения коэффициента теплоотдачи и незначительными отличиями в исследуемых конфигурациях систем (в частности, в шероховатости поверхностей).

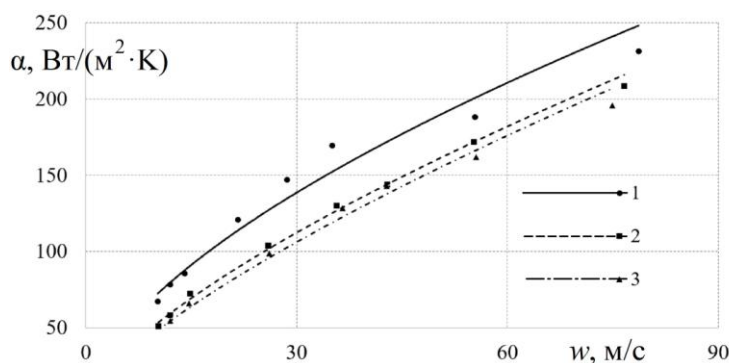


Рис. 4. Экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи α от скорости потока воздуха w в выпускной трубе с профилированными участками с разными поперечными сечениями:
1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

При использовании профилированных участков в выпускной системе ДВС при всех скоростях потока наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи по сравнению с базовой выпускной системой. Опыты показали, что при использовании в выпускной системе трубы с квадратным поперечным сечением наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи на величину до 25 %. Подобные данные были получены и при использовании треугольной выпускной трубы: максимальное снижение коэффициента теплоотдачи достигает 33 %. Примечательно, что при исследовании локальной теплоотдачи в выпускной системе в условиях газодинамической нестационарности наблюдается также снижение α_x при всех частотах вращения коленвала [15].

Экспериментальные исследования теплообмена во впускной системе также качественно подтвердили результаты численного моделирования (рис. 5). Опыты показали, что при использовании во впускной системе трубы с квадратным поперечным сечением при скоростях потока воздуха до 40 м/с наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи вплоть до 25 % по сравнению с базовой впускной системой. При $w > 40$ м/с, видимо, происходит перестройка структуры потока и уже имеет место рост коэффициента теплоотдачи на величину до 5 %.

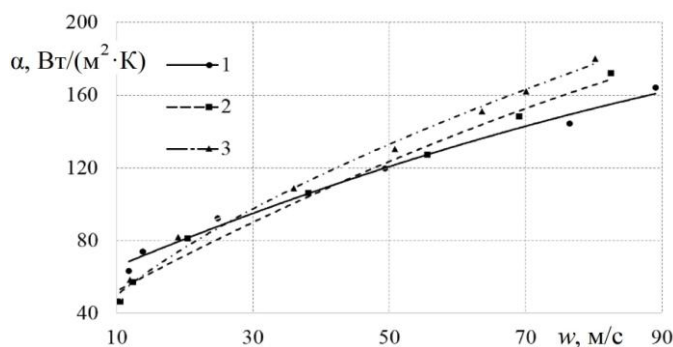


Рис. 5. Экспериментальные зависимости коэффициента теплоотдачи α от скорости потока воздуха w во впускной трубе с профилированными участками с разными поперечными сечениями: 1 – круг; 2 – квадрат; 3 – треугольник

Подобные данные были получены и при использовании профилированной впускной трубы с треугольным поперечным сечением. При $w < 25$ м/с наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи α , которое достигает максимальной величины в 22 % при скорости $w = 10$ м/с по сравнению с базовой впускной системой. При росте скорости потока воздуха свыше 25 м/с, наоборот, имеет место увеличение значений α на величину до 9 %.

Закключение

На основании данного исследования можно сделать следующие основные выводы:

1. Установлено, что наличие профилированного участка в выпускной системе приводит к снижению коэффициента теплоотдачи на величину до 30 %, что должно привести к повышению эффективности двигателей с турбонаддувом, поскольку в данном случае большой теплоперепад будет срабатывать в лопаточном аппарате турбины, а также

снижению тепловых напряжений в деталях и узлах системы выпуска, что повысит надежность поршневых двигателей внутреннего сгорания в целом;

2. Показано, что использование профилированных участков во впускной системе приводит к снижению коэффициента теплоотдачи при низких скоростях потока (это будет способствовать лучшему наполнению цилиндра на этих режимах), и, наоборот, при высоких скоростях потока наблюдается незначительный рост коэффициента теплоотдачи (это улучшит испаряемость топлива и, соответственно, позволит получить более однородную топливно-воздушную смесь в камере сгорания поршневого двигателя).

3. Полученные данные расширяют теоретическую базу знаний о закономерностях теплообмена в газоздушных системах, уточняют инженерные методики расчета процессов газообмена, а также позволяют совершенствовать конструкции систем впуска и выпуска перспективных двигателей.

Литература

1. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, 1988. 546 p.
2. Драганов Б.Х., Круглов М.Г. Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. Киев: Вища шк. Головное издательство. 1987. 175 с.
3. Lazarev E, Lazarev V, Pomaz A., Salov A. Exhaust gases energy use in the course of gas exchange in diesel-fueled vehicles. WIT Transactions on Ecology and the Environment. 2017. V. 224. № 1. pp. 91-99.
4. Гришин Ю.А. Граничные условия для численного расчета газообмена в поршневых двигателях // Инженерно-физический журнал. 2017. Т. 90. № 4. С. 1012-1017.
5. Karabulut H. A coupled thermodynamic and dynamic model of a three cylinder diesel engine: A novel approach for gas exchange process // Applied Thermal Engineering. 2017. V. 121. pp. 750-760.
6. Y. Liu, F. Zhang, Z. Zhao, T. Cui, Z. Zuo, S. Zhang. The Effects of Pressure Difference on Opposed Piston Two Stroke Diesel Engine Scavenging Process // Energy Procedia. 2017. V.142. pp. 1172-1178.
7. Chalet D. New 0D/1D Physical Approach for Modelling the Gas Dynamics Behavior Inside the Intake System of an Engine // Journal of Thermal Science. 2018. V. 27. № 4. pp. 394-403.
8. B. Franzke, S. Pischinger, P. Adomeit, C. Schernus, J. Scharf, T. Uhlmann. A Sectoral Approach to Modelling Wall Heat Transfer in Exhaust Ports and Manifolds for Turbocharged Gasoline Engines // SAE International Journal of Materials and Manufacturing. 2016. V. 9. № 2. pp. 276-285.
9. L. Huang, C. Ma, Y. Li, J. Gao, M. Qi. Applying neural networks to the improvement of gasoline turbocharger heat transfer modeling // Applied Thermal Engineering. 2018. V.141. pp. 1080-1091.
10. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
11. Жилкин Б.П. Влияние формы поперечного сечения впускного канала на газодинамику и расходные характеристики процесса впуска в ДВС // Известия Высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2009. № 7-8. С. 94-98.
12. A.F. Emery, P.K. Neighbors, F.B. Gessner Emery A.F. The numerical prediction of developing turbulent flow and heat transfer in a square Duct // Journal of Heat Transfer. 1980. V. 102. pp. 51-57.
13. Plotnikov L.V. Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system // Applied Thermal Engineering. 2019. V. 160.
14. Plotnikov L. The flows structure in unsteady gas flow in pipes with different cross-sections // EPJ Web of Conferences. 2017. V. 159.
15. Brodov Y.M. Influence of Intake/exhaust Channel Lateral Profiling on Thermomechanics of Pulsating Flows // Technical Physics. 2018. V. 63. № 3. pp. 319-324.

Авторы публикации

Плотников Леонид Валерьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели», «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина». E-mail: plotnikovlv@mail.ru.

Бродов Юрий Миронович – д-р. техн. наук, зав. кафедрой турбин и двигателей, «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина». E-mail: turbine66@mail.ru.

Жилкин Борис Прокопьевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника», «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина». E-mail: tot@ustu.ru.

Неволин Александр Михайлович – доцент кафедры «Турбины и двигатели», «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина». E-mail: alexandr_nevolin@mail.ru.

Мисник Мария Олеговна – магистрант, «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина». E-mail: misnikmariya@yandex.ru.

References

1. Heywood JB. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988. 546 p.
2. Draganov BH., Kruglov MG., Obuhova VS. *Design of intake and exhaust channels of internal combustion engines*. Kiev: Vishcha shk. Head Publishing. 1987. 175 p.
3. Lazarev E, Lazarev V, Pomaz A., Salov A. Exhaust gases energy use in the course of gas exchange in diesel-fueled vehicles. *WIT Transactions on Ecology and the Environment*. 2017; 224(1):91-99.
4. Grishin YA. Boundary Conditions for Numerical Calculation of Gas Exchange in Piston Engines. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2017;90(4):965-970.
5. Karabulut HA. Coupled thermodynamic and dynamic model of a three cylinder diesel engine: A novel approach for gas exchange process. *Applied Thermal Engineering*. 2017;121:750-760.
6. Liu F., Zhang Z., Zhao T., et al. The Effects of Pressure Difference on Opposed Piston Two Stroke Diesel Engine Scavenging Process. *Energy Procedia*. 2017;142:1172-1178.
7. Chalet D. New 0D/1D Physical Approach for Modelling the Gas Dynamics Behavior Inside the Intake System of an Engine. *Journal of Thermal Science*. 2018;27(4): 394-403.
8. A Sectoral Approach to Modelling Wall Heat Transfer in Exhaust Ports and Manifolds for Turbocharged Gasoline Engines. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*. 2016; 9(2):276-285.
9. Applying neural networks to the improvement of gasoline turbocharger heat transfer modeling. *Applied Thermal Engineering*. 2018; 141:1080-1091.
10. Kutateladze SS. *Heat Transfer and Hydrodynamic Resistance: A Handbook*. Moscow: Energoatomizdat. 1990. 367 p.
11. Zhilkin BP. Influence of the cross-sectional shape of the inlet channel on the gas-dynamics and flow characteristics of the intake process in the internal combustion engine. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2009;7-8: 94-98.
12. Emery AF. The numerical prediction of developing turbulent flow and heat transfer in a square Duct. *Journal of Heat Transfer*. 1980;102:51-57.
13. Plotnikov LV. Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system. *Applied Thermal Engineering*. 2019.
14. Plotnikov L. The flows structure in unsteady gas flow in pipes with different cross-section. *EPJ Web of Conferences*. 2017.
15. Brodov YM. Influence of Intake/exhaust Channel Lateral Profiling on Thermomechanics of Pulsating Flows. *Technical Physics*. 2018;63(3):319-324.

Authors of the publication

Leonid V. Plotnikov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Boris P. Zhilkin – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Yurii M. Brodov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Alexander M. Nevolin – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Maria O. Misnik – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.



КОНВЕКТИВНАЯ СУШКА ДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ ПЕРЕД ТЕРМОХИМИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ ПЕРЕРАБОТКИ

Н.Ф. Тимербаев¹, Р.Г. Сафин², Д.Ф. Зиятдинова², Т.О. Степанова²

¹Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

²Казанский национальный исследовательский технологический университет,

г. Казань, Россия

cpekgeu@gmail.com

Резюме: Сушка древесных материалов – один из самых важных процессов не только деревопереработки, но и многих других отраслей промышленности. Процессы сушки подразумевают удаление влаги в результате фазового перехода из жидкого или твердого состояния в газообразное. Это связано с большой энергоемкостью и длительностью процесса, особенно для материалов коллоидного типа. Последнее обусловлено тем, что при интенсивной сушке часто уменьшается качество готового продукта, например, при сушке пиломатериалов происходит их растрескивание и коробление, что недопустимо при производстве термомодифицированных изделий. В случаях термохимической переработки дисперсных материалов качество сырья определяется только конечным влагосодержанием дисперсных материалов. В работе рассмотрена конвективная сушка дисперсных материалов перед термохимическим процессом переработки. Представлена зона конвективной сушки дисперсных материалов. Проведено экспериментальное и математическое моделирование процесса сушки влажных дисперсных материалов перед термохимической переработкой. Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований изменения температуры и влажности дисперсных материалов в сушильном бункере. Определены характер изменения температуры и влажности дисперсных частиц в сушильном бункере. Расчетным путем установлена эффективная высота слоя в противоточной сушилке в зависимости от влажности топлива и температуры отработанных топочных газов.

Ключевые слова: конвективная сушка; термомодификация; газогенерация; пиролиз; дисперсный материал; активированный уголь; тепломассоперенос; топочные газы; влагосодержание; сырье.

Для цитирования: Тимербаев Н.Ф., Сафин Р.Г., Зиятдинова Д.Ф., Степанова Т.О. Конвективная сушка дисперсных материалов перед термохимическим процессом переработки // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21. С.29-37. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-29-37.

CONVECTIV DRYING OF DISPERSED MATERIALS BEFORE THE THERMOCHEMICAL PROCESSING

NF Timerbaev¹, RG Safin², DF Ziatdinova², TO Stepanova²

¹Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

²Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia

cpekgeu@gmail.com

Abstract: Drying of wood materials is one of the most important processes not only of wood processing, but also of many other industries. Drying processes involve the removal of moisture as a result of a phase transition from a liquid or solid to a gaseous state. This is due to the high energy intensity and duration of the process, especially for colloidal materials. The latter is due to the fact that with intensive drying the quality of the finished product often decreases, for example, when drying lumber cracks and warps occur, which is unacceptable

in the manufacture of thermally modified products. In cases of thermochemical processing of dispersed materials, the quality of raw materials is determined only by the final moisture content of dispersed materials. Questions of heat and mass transfer during the drying of materials were carried out by Girsh M., Lykov A.V., Lurye M.V., Sazhin B.S., Dolinsky A.A., Golubev L.G., Rudobashta S.P., Shubin G.S., Romankov PG, Ginzburg A.S., Mikhailov N.V., Mushtayev VI. and etc. The paper deals with convective technology of dispersive materials. The zone of convective drying of dispersed materials is presented. Experimental and mathematical modeling of the drying process of wet dispersed materials before thermochemical processing was carried out. The results of theoretical and experimental studies of changes in temperature and humidity in the drying bin are presented. The nature of changes in temperature and humidity of dispersed particles in a drying bin was determined. The effective height of the layer in the counter-current dryer is determined by calculation, depending on the moisture content of the fuel and the temperature of the exhaust flue gases.

Keywords: convective drying; thermal modification; gas generation; pyrolysis; dispersed material; activated carbon; heat and mass transfer; flue gases; moisture content; raw material

For citation: Timerbaev NF, Safin RG, Ziatdinova DF, Stepanova TO. Convective drying of dispersed materials before the thermochemical processing. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21 (5):29-37. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-29-37.

Введение

Начальной стадией термохимических процессов переработки органических дисперсных материалов [1]: термомодификации, газогенерации, пиролиза, производства активированного угля является сушка. Сушка древесных материалов связана с высокой энергоемкостью и длительностью процесса [2]. Последнее обусловлено тем, что при интенсивной сушке часто уменьшается качество готового продукта, например, при сушке пиломатериалов происходит их растрескивание и коробление, что недопустимо при производстве термомодифицированных изделий. В случаях термохимической переработки дисперсных материалов качество сырья определяется только конечным влагосодержанием дисперсных материалов. Поэтому возможно применение высокотемпературных режимов сушки [3,4]. В зависимости от конечной задачи процессов и поставленных целей применяют различные виды сушки: конвективную [5], кондуктивную, вакуумную [6]. Наиболее применяемым способом удаления влаги из органического материала остается конвективная сушка. В связи с выделением в процессе термохимической переработки горючих газов, которые сжигаются для поддержания экзотермических процессов, в качестве теплоносителя применяют топочные газы.

Материалы и методы

В непрерывно-действующей установке производства активированного угля [7] предлагается организовать конвективный процесс сушки дисперсных материалов топочными газами при противоточном режиме. Схема зоны конвективной сушки дисперсных материалов представлена на рис. 1. Процесс начинается с того, что предварительно измельченные дисперсные материалы с начальной температурой T_{m0} и влагосодержанием U_0 через барабанный питатель непрерывно направляют в зону конвективной сушки, где органические отходы подвергают прогреву топочными газами при температуре 250°C и под действием собственного веса двигаются вниз со скоростью w_m .

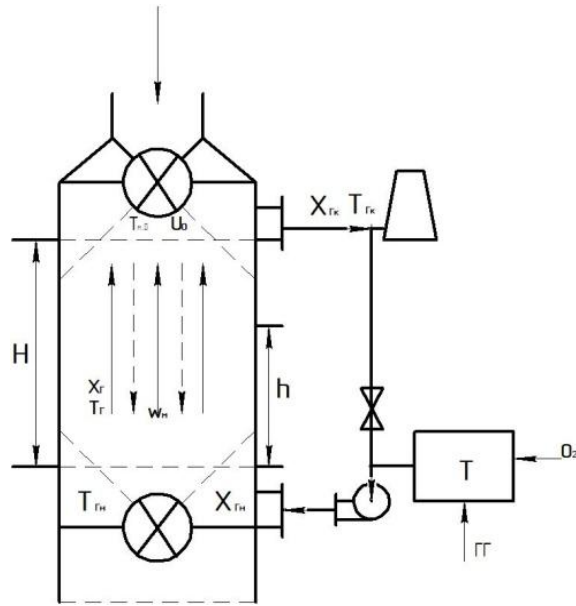


Рис. 1. Зона конвективной сушки дисперсных материалов

Габаритные размеры сушильной зоны (сечение – S , высота слоя – H) определяются:

- заданной производительностью по высушиваемому продукту – B ;
- начальным влагосодержанием исходного сырья – U_0 ;
- параметрами сушильного агента – топочного газа: начальной температурой $T_{г0}$ и начальным влагосодержанием $X_{г0}$;
- процессами тепломассопереноса, протекающими в дисперсном материале [8].

Производительность сушильной зоны определяется заданной массовой производительностью установки термохимической переработки дисперсных материалов – B и начальным влагосодержанием материала – U_0 :

$$B_0 = B(1 + U_0) \quad (1)$$

Масса высушиваемого материала в сушильной зоне рассчитывается по соотношению:

$$m_n = B_0 \cdot \tau_c, \quad (2)$$

где: τ_c – время сушки определяется решением уравнений тепломассопереноса[9].

Рабочий объем сушильной зоны рассчитывается с учетом порозности насыпного слоя $\epsilon_{сл}$ по соотношению:

$$V_0 = \frac{m_n \cdot \rho_{др}}{1 - \epsilon_{сл}} = H \cdot S, \quad (3)$$

где: H – высота слоя высушиваемого материала в сушильной зоне; S – сечение сушильной камеры.

Порозность слоя определяется обработкой экспериментальных данных $V_{г}^3$, V_0^3

$$\epsilon_{сл} = \frac{V_0^3 - V_{г}^3}{V_0^3} = \frac{V_{г}^3}{V_0^3}, \quad (4)$$

где: V_0^3 – объем насыпного слоя в эксперименте; $V_{г}^3$ – объем воздуха в насыпном слое.

Скорость движения высушиваемых частиц в сушильной зоне:

$$w_m = \frac{H}{\tau_c}. \quad (5)$$

Поток влаги из материала определяется градиентами влагосодержания U , температуры T и давления P :

$$j = -K_{p_o} \frac{\partial U}{\partial x} - K_{T p_o} \frac{\partial U}{\partial x} - K_p \frac{\partial P}{\partial x} \quad (6)$$

Применительно к плоским частицам толщиной равной $2b$ внутреннюю задачу процесса можно описать системой дифференциальных уравнений Лыкова записанных для бесконечной пластины:

$$\frac{\partial U}{\partial h} = a_m \frac{1}{w_m} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right) + a_m \delta \frac{1}{w_m} \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \right) + \frac{k_p}{\rho_0} \frac{1}{w_m} \left(\frac{\partial^2 p_m}{\partial x^2} \right), \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_m}{\partial h} = a_T \frac{1}{w_m} \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \right) + \frac{r\varepsilon}{c_m} \left(\frac{\partial U}{\partial h} \right) \quad (8)$$

$$\frac{\partial p_m}{\partial h} = \frac{RT_m}{C_0 \mu} \left[\kappa_p \frac{1}{w_m} \frac{\partial^2 p_m}{\partial x^2} + \varepsilon \cdot \rho_0 \frac{\partial U}{\partial h} \right] + \frac{p_m}{T_m} \left(\frac{\partial T_m}{\partial h} \right) \quad (9)$$

где: a_m , a_T , k_p , δ – коэффициенты, соответственно, влагопроводности, температуропроводности, фильтрационного переноса пара; относительной термодиффузии [10].

Начальные условия представленных дифференциальных уравнений имеют вид:

$$U(0; x) = U_0; \quad (10)$$

$$T_m(0; x) = T_{m,0}; \quad (11)$$

$$p_m(0; x) = p_{атм}. \quad (12)$$

Влагосодержание на поверхности частиц $U(h, b)$ считаем равным равновесному влагосодержанию, определяемому из уравнения Фрейндлиха:

$$U(h, b) = Up = a_\phi \cdot \phi^n \quad (13)$$

где: a_ϕ и ϕ^n – константы, зависящие от свойств органического материала.

Для оценки температуры частиц на поверхности $T_m(h, b)$ принимаем граничное условие 3-го рода:

$$\left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=b} = \alpha [T_\Gamma - T_m(h, b)] \quad (14)$$

Уравнение фильтрационного переноса (9) необходимо учитывать при температуре в материале более 100°C . Считаем, что давление на поверхности частиц определяется напором, создаваемым газодувкой топочных газов H_Γ и потерей давления в насыпном слое высушиваемого материала:

$$P(h, b) = P_{атм} + H_\Gamma - \rho(1 - \varepsilon_{сл})h \quad (15)$$

Коэффициент теплоотдачи находится из критериального уравнения для случая ламинарного обтекания слоя дисперсного материала [11,12].

Изменение параметров топочного газа – влагосодержания X_Γ и температуры T_Γ , при прохождении через слой высушиваемых древесных частиц при расходе L_0 оценивается через уравнения материального и теплового балансов:

$$\frac{dX_\Gamma}{dh} = - \frac{j \cdot f}{\rho_0 (1 - \varepsilon_{сл}) w_\Gamma} \frac{B_0}{L_0} \quad (16)$$

$$\frac{dT_\Gamma}{dh} = \frac{q}{c_\Gamma \rho_\Gamma \varepsilon_{сл} \cdot w_\Gamma} \frac{f}{L_0} \quad (17)$$

Влагосодержание топочного газа на входе в сушильную зону определяется объемом паров воды, образовавшихся при сжигании сепарированных пиролизных газов:

$$X_{\Gamma H} = \frac{V_{H_2O} \cdot \rho_{\Pi}}{V_{C, \Gamma} \cdot \rho_{C, \Gamma}} \quad (18)$$

Влагосодержание топочных газов при прохождении через слой высушиваемых частиц возрастает и на выходе из сушильной зоны определяется соотношением:

$$X_{\Gamma K} = \frac{B_0 (U_{MH} - U_{MK}) + L_0 X_{\Gamma H}}{L_0} \quad (19)$$

Влажность топочного газа φ зависит от его влагосодержания и давления насыщения:

$$\varphi = \frac{P \cdot X_K \cdot M_{C, \Gamma}}{p_H (M_B + M_{C, \Gamma} \cdot X_K)} \quad (20)$$

Давление насыщения, в соответствии с законом Антуана, определяется температурой топочного газа T_{Γ}

$$p_H = \exp \left(18,92 - \frac{5298,31}{(T_{\Gamma} + 273,15)} \right) - \exp \left(15,94 - \frac{9648,57}{(T_{\Gamma} + 273,15)^{1,5}} \right) \quad (21)$$

Пористость древесных частиц рассчитывают, используя соотношение:

$$C_0 = 1 - \rho_6 \cdot \left(\frac{1}{\rho_{д,в}} + \frac{W}{100 \cdot \rho_{ж}} \right) \quad (22)$$

Коэффициент теплопроводности дисперсных материалов зависит от вида высушиваемого материала, температуры и влагосодержания. Для древесных частиц определяется соотношением:

$$\lambda_M = \sqrt{0,0108 + 0,000773 T^{0,349} + 1,083 \cdot 10^{-4} \exp \left[\frac{T}{111,61} \right] \cdot U \cdot 100 \cdot \ln(T \cdot 100)} \quad (23)$$

Теплоемкость древесной частицы c_M в зависимости от влажности и температуры находим с помощью эмпирического уравнения:

$$c_M = 1173 \cdot \left(U \cdot 100 \cdot \left[1 + \frac{T}{100} \right] \right)^{-0,222 - U \cdot 10^{-2}} \quad (24)$$

Для расчета коэффициента массопроводности древесных материалов используется эмпирическое соотношение:

$$a_M = 0,047 \rho_0^{-3,235} \cdot \exp(0,03 T) \quad (25)$$

Теплоту парообразования в зависимости от температуры и влагосодержания древесины можно определить из выражения:

$$r = r_B + q_{\text{дес}}, \quad (26)$$

где:

$$r_B = \sqrt{\frac{6174435,2 - 16323,189 \cdot T_M}{1 - 0,0011284533 \cdot T_M}} \cdot 10^3 \quad (27)$$

Значение относительного коэффициента термодиффузии δ в уравнении (7) рассчитывается по соотношению:

$$\delta = C'm \left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial T} \right)_C + S \right] \quad (28)$$

где: $C'm = \left(\frac{\partial U}{\partial \mu} \right)_T$ – удельная изотермическая теплоемкость; $\left(\frac{\partial \mu}{\partial T} \right)_C$ – температурный коэффициент химического потенциала; S – коэффициент Соре.

Удельная поверхность частиц f находится по известному выражению:

$$f = \frac{F_M}{V_H} \quad (29)$$

где: F_M – суммарная поверхность частиц, находящихся в насыпном объеме частиц V_H .

Система уравнений (7÷9) при краевых условиях (10÷15) описывает процесс тепломассообмена в сушильной зоне с противоточным режимом движения фаз (13÷15).

Результаты и обсуждение

При конвективной сушке дисперсных материалов топочными газами, образующимися при сгорании горючих газов, выделяющихся при термохимической переработке, интенсивность удаления будет зависеть от параметров топочного газа: температуры, удельного объема топочных газов и его влагосодержания.

В результате анализа были выявлены зависимости изменения коэффициентов теплопроводности и массопроводности внутри древесных материалов в зависимости от температуры и влажности материала, представленные на рис. 2 и 3.

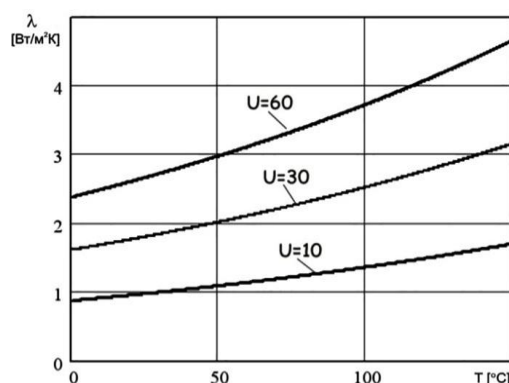


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопроводности сосны от температуры при различном влагосодержании материала

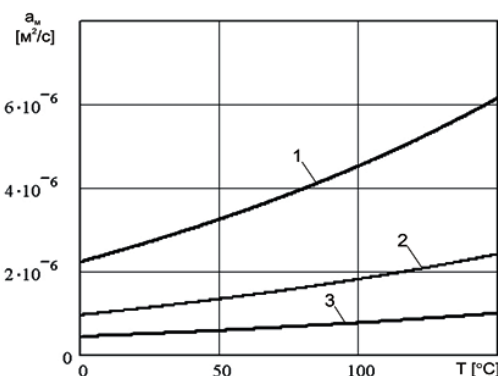


Рис. 3. Зависимость коэффициента массопроводности сосны от температуры при различном влагосодержании: 1 – $U=60\%$; 2 – $U=30\%$; 3 – $U=10\%$

Анализ (рис. 4) расчетных и экспериментальных зависимостей равновесного влагосодержания дисперсных частиц сосны от относительной влажности топочного газа, построенных при различных температурах теплоносителя показывает достаточную сходимость данных. Предельные отклонения расчетных и экспериментальных данных не превышает 18 %.

Анализ расчетных зависимостей влагосодержания древесной пластины по сечению (рис. 5) показывает, что дисперсные материалы при скорости $w_m = 1 \text{ м / час}$ высыхают, практически, в верхней половине сушильной зоны. Эффективная высота насыпного слоя высушиваемого материала может быть равной 0,5 м. В нижней половине сушильной зоны начинается термомодификация древесных частиц, способствующая ускорению последующих процессов термохимической переработки дисперсных материалов.

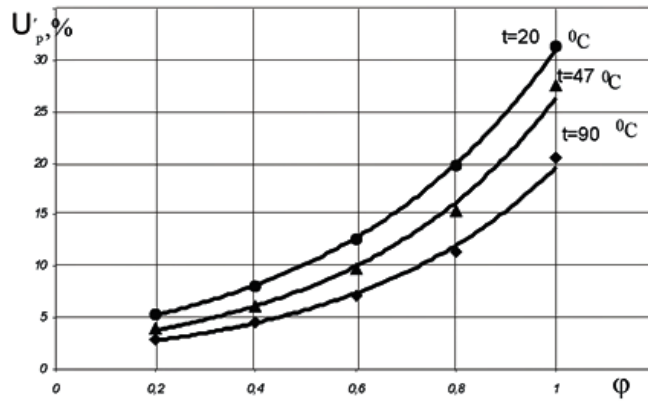


Рис. 4. Зависимость равновесного влагосодержания дисперсных частиц от относительной влажности ϕ топочного газа

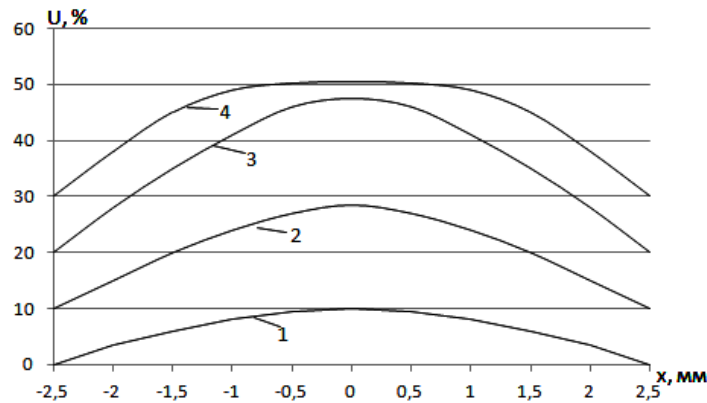


Рис. 5. Распределение влагосодержания по сечению частицы в различных сечениях слоя ($T_r=250$ °C, $U_n=50\%$, $b=2,5$): 1 – $h=0,5$; 2 – $h=0,7$; 3 – $h=0,8$; 4 – $h=0,9$

На рис. 6 приведено распределение среднего влагосодержания и температуры древесных частиц, температуры топочного газа по высоте насыпного слоя высушиваемого материала.

Анализ кривых показывает, что топочные газы на выходе из сушильной зоны имеют небольшой потенциал сушки, вследствие насыщенности парами воды, отбираемой из высушиваемого материала.

При организации рециркулирующего режима сушки следует топочные газы направлять на кондуктивный прогрев входящего сырья за счет конденсации паров воды из топочного газа. Это позволит регулировать температуру входящего теплоносителя путем смешения с охлажденными топочными газами, имеющими меньшее влагосодержание [12].

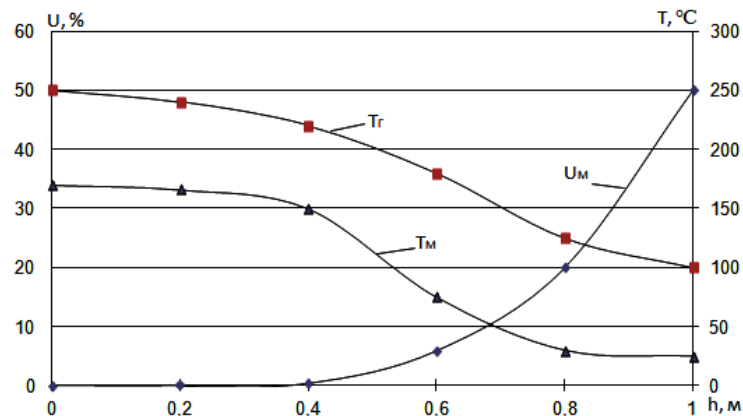


Рис. 6. Распределение средних влагосодержания материала, температуры топочного газа и температуры материала по высоте слоя ($T_r=250$ °C, $U_n=50\%$)

Заключение

Проведено экспериментальное и математическое моделирование процесса сушки влажных дисперсных частиц перед термохимической переработкой, на примере древесных частиц.

В результате математического моделирования определены характер изменения температуры и влажности дисперсных частиц в сушильном бункере, расчетным путем установлена эффективная высота слоя в противоточной сушилке в зависимости от влажности топлива и температуры отработанных топочных газов.

Литература

1. Тимербаева А.Л. Обзор технических решений для осуществления процесса термической обработки измельченной древесины // *Деревообрабатывающая промышленность*. 2017. № 1. С. 57-63.
2. Сафин Р.Г. Пат 2582696 РФ, МПК С 10 В 1/04. Установка для производства древесного угля; заявл. 29. 12. 2014, опубл. 27. 04. 2016.
3. Mettler M.S. Top ten fundamental challenges of biomass pyrolysis for biofuels // *Energy Environ Sci* 2012. 2012(5). pp. 797-809.
4. Таймаров М.А., Тимербаев Н.Ф., Хуснуллин И.И., Шулаев М.В. Энергосберегающая установка термохимического разложения отходов деревообрабатывающих предприятий // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2012. №3-4. С. 88-93.
5. Сафина А.В. Математическое моделирование процесса контактного теплопереноса для пирогазификационных установок полунепрерывного действия // *Вестник Казанского технологического университета*. 2017. Т.20. №7. С. 119-122.
6. Тунцев Д.В. Переработка отработанных деревянных шпал термическим методом // *Деревообрабатывающая промышленность*. 2018 г. № 3. С. 61-66.
7. Antal M.J. Biomass pyrolysis: a review of the literature. Part I. Carbohydrate pyrolysis // *Adv. In Solat Energy*. 1983. pp.61 - 111.
8. Тимербаев Н.Ф. Технология и оборудования для электроэнергетического использования древесных отходов // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2017. Т. 19. № 1-2. С. 102-107.
9. Тимербаев Н.Ф. Современное состояние производства древесного угля // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2017. Т. 19. № 1-2. С. 102-107.
10. Sadrtidinov A.R., Sattarova Z.G., Prosvirnikov D.B., Tuntsev D.V. Modeling of thermal treatment of wood waste in the gasifiers // *Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS 2015*. 2015. P. 7414914.
11. Tuntsev D.V. The mathematical model of fast pyrolysis of wood // *In 2015 Int. Conf. on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS)* pp. 1-4.
12. Сафин Р.Г. Математическая модель теплообменных процессов, протекающих при переработке древесных отходов // *Вестник Казанского технологического университета*. 2015. Т.18, №3. С.161-163.
13. Костылева Е.Е. Термическая сушка, как способ повышения эффективности процесса сжигания илового осадка // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2018. Т.10. №2. С. 73-80.
14. Гатина Р.З. Перспективы развития малой энергетики с использованием топливных элементов // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2018. Т.10. №1. С. 88-96.
15. Хабибуллина А.Р. Конвективная сушка древесных отходов перед стадией пиролиза // *Сборник научных статей Первых Международных Лыковских научных чтений, посвящённых 105-летию академика А.В. Лыкова «Актуальные проблемы сушки и термовлажностной обработки материалов в различных отраслях промышленности и агропромышленном комплексе»*. Москва, 2015. С. 328-330.

Авторы публикации

Тимербаев Наиль Фаритович – д-р.тех.наук, профессор, зав. кафедрой возобновляемых источников энергии, Казанский государственный энергетический университет.

Сафин Рушан Гареевич – д-р.тех.наук, профессор, зав. кафедрой переработки древесных материалов, Казанский национальный исследовательский технологический университет. Email: safin@kstu.ru.

Зиятдинова Диляра Фаритовна – д-р.тех.наук, профессор кафедры переработки древесных материалов, Казанский национальный исследовательский технологический университет. Email: ziatdinova2804@gmail.com.

Степанова Татьяна Олеговна – аспирант, Казанский национальный исследовательский технологический университет. Email: stepanova-211190@yandex.ru.

References

1. Timerbaeva AL. Review of technical solutions for the implementation of the process of heat treatment of shredded wood. *Wood Industry*. 2017;1:57-63.
2. Safin RG. Installation for the production of charcoal Pat 2582696 of the Russian Federation, IPC C 10 B 1/04. / .declare 29. 12. 2014. publ. 27.04.2016.
3. Mettler MS. Top ten fundamental challenges of biomass pyrolysis for biofuels. *Energy Environ Science*. 2012(5): 797-809.
4. Taymarov MA, Timerbaev NF., Khusnullin II., Shulaev MV. Energy-saving installation for thermochemical decomposition of waste woodworking enterprises. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2012;3-4:88-93.
5. Timerbaev NF. Modeling the process of direct-flow gasification of wood waste. *Bulletin of Kazan University of Technology*. 2011. № 7.
6. Tuntsev DV. Processing of wooden sleepers by thermal method. *Wood industry*. 2018;3:61-66.
7. Antal MJ. Biomass pyrolysis: a review of the literature. Pt I. Carbohydrate pyrolysis. *Advances in Solar Energy*. 1983. pp.61-111.
8. Timerbaev NF. Technology and equipment for the electric power use of wood waste. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2017;19(1-2):102-107.
9. Timerbaev NF. The current state of charcoal production. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2017;19(1-20):102-107.
10. Sadrtidinov AR., Sattarova ZG., Prosvirnikov DB., Tuntsev DV. Modeling of thermal treatment of wood waste in the gasifiers. *Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS 2015*. pp. 741- 914.
11. Tuntsev DV. The mathematical model of fast pyrolysis of wood waste. *In 2015 Int. Conf. on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS)*. pp 1-4. doi: 10.1109/MEACS.7414929, 2015.
12. Safin RG. Mathematical model of heat and mass transfer processes occurring during the processing of wood waste. *Bulletin of Kazan Technological University*. 2015;18(3):161-163.
13. Kostyleva EE. Thermal drying, a way to increase the efficiency of sludge combustion. *Bulletin of Kazan State Energy University*. 2018;10(2): 73-80.
14. Gatina, RZ. Prospect for the development of small energy using fuel cells. *Bulletin of Kazan State Energy University*. 2018;10(1): 88-96.
15. Khabibullina AR. Convective drying of wood waste before the pyrolysis stage. *Collection of scientific articles of the First International Lykov scientific readings dedicated to the 105th anniversary of Academician A.V. Lykov "Actual problems of drying and heat and moisture treatment of materials in various industries and agriculture"*. Moscow, 2015. pp. 328-330.

Authors of the publication

Nail F. Timerbaev – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Rushan G. Safin – Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia.

Dilyara F. Ziatdinova – Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia.

Tatyana O. Stepanova – Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia.

РАЗРАБОТКА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА-РЕГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО НАГРЕВА ГАЗООБРАЗНЫХ СРЕД

Д.А. Базыкин¹, А.И. Сухов², А.В. Бараков¹

¹Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия;

²ООО ФПК «Космос-Нефть-Газ», г. Воронеж, Россия

bazykin.denis@yandex.ru

Резюме: Актуальность поставленной задачи заключается в разработке теплообменного аппарата-регенератора, предназначенного для высокотемпературного нагрева газообразных сред, которые применяются в различных технологических схемах нефтехимической, газоперерабатывающей, энергетической и других отраслей промышленности. Разработанный теплообменный аппарат обладает высокой производительностью за счет развитой поверхности теплообмена, надежностью за счет того, что внутренняя и наружная трубы выполнены относительно друг друга подвижными с компенсацией линейных размеров, прост в изготовлении, не требует применения промежуточного теплоносителя, в качестве греющего теплоносителя могут быть использованы продукты сгорания неочищенного, низкопотенциального газообразного топлива. При этом имеется возможность оснащения разработанного аппарата конвекционным теплообменником для более эффективного использования теплоты продуктов сгорания топлива. В статье описана предлагаемая конструкция, принцип работы данного теплообменного аппарата – регенератора. Произведен обзор технической литературы, показаны основные преимущества аппарата по сравнению с известными в настоящее время отечественными и иностранными аналогами. В работе приведены основные расчетные зависимости, используемые при проектировании, а также полученные результаты проведенных расчетов. Рассмотрена возможность применения предлагаемого теплообменника в составе газотурбинной установки, используемой в качестве автономного источника электропитания, а также приведены сведения о технологических процессах, в которых он может быть использован.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, конструкция, газ, воздух, электроэнергия, газотурбинная установка, нагрев, продукты сгорания, топливо, теплоноситель.

Для цитирования: Базыкин Д.А., Сухов А.И., Бараков А.В. Разработка теплообменного аппарата-регенератора для высокотемпературного нагрева газообразных сред // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 38-49. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-38-49.

DEVELOPMENT OF A HEAT EXCHANGER DEVICE-REGENERATOR FOR HIGH-TEMPERATURE GAS HEATING

DA Bazykin¹, AI Sukhov², AV Barakov³

¹Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia;

²Limited liability company Financial industrial company «Cosmos-Oil-Gas»,

Voronezh, Russia

bazykin.denis@yandex.ru

Abstract: The urgency of the task is to develop a heat exchanger-regenerator designed for high-temperature heating of gaseous media, which are used in various technological schemes of the petrochemical, gas processing, energy and other industries. The developed heat exchanger has high performance due to the developed heat exchange surface, reliability due to the fact that the inner and outer pipes are movable relative to each other with linear dimensions compensation, it is simple to manufacture, does not require the use of an intermediate heat carrier, can be used as a heating coolant combustion products of untreated, low-grade gaseous fuel. At the same time, it is possible to equip the developed apparatus with a convection heat exchanger for more efficient use

of the heat of the fuel combustion products. The article describes the proposed design, the principle of operation of this heat exchanger-regenerator. A review of the technical literature has been carried out, the main advantages of the device are shown in comparison with the currently known domestic and foreign counterparts. The paper presents the main calculated dependencies used in the design, as well as the results of the calculations. The possibility of using the proposed heat exchanger as part of a gas turbine unit used as an autonomous power source is considered, as well as information about technological processes in which it can be used. In conclusion, we can say that the developed heat exchanger has high performance, differs in the ability to work at high temperatures without violating the integrity of the structure, does not require the use of an intermediate heat carrier, and is to be used in many industries.

Keywords: heat exchanger, construction, gas, air, electric power, gas turbine plant, heating, combustion products, fuel, coolant.

For citation: Bazykin DA, Sukhov AI, Barakov AV. Development of a heat exchanger device-regenerator for high-temperature gas heating. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):38-49. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-38-49.

Введение

На месторождениях нефти и газа, значительно удаленных от линий электропередач и необходимой инфраструктуры, существует потребность в автономных источниках электрического питания, при помощи которых организуется работа всего используемого при добыче оборудования, а также систем автоматического управления и контроля. Автономные источники электропитания должны быть надежными, эффективными, а также иметь длительный межремонтный период. Существует множество вариантов исполнения данных устройств, одним из которых является источник электрического питания на базе газотурбинной установки (ГТУ) [1, 2, 3].

В настоящее время значительный интерес вызывают газотурбинные установки с регенеративным циклом, основным достоинством которых является повышение коэффициента полезного действия установки, а также дополнительный нагрев воздуха, поступающего в камеру сгорания [4]. Известна газотурбинная установка с модернизацией регенеративного цикла, работающей на низконапорном углеводородном газе любого состава, рабочим телом которой является атмосферный воздух. Принципиальная схема газотурбинной установки представлена на рис. 1. Приведенная схема ГТУ является «газотурбинной установкой с камерой внешнего горения», где камера внешнего горения представлена в виде теплообменного аппарата-регенератора. Теплообменный аппарат в данной установке предназначен для нагрева рабочего тела – воздуха [5]. Как известно, воздух обладает значительно низкой теплоемкостью, которая, в свою очередь, зависит от давления и температуры [6], поэтому его нагрев является достаточно сложной задачей. В связи с этим, теплообменный аппарат-регенератор должен работать подобно котлу, где нагрев происходит за счет сжигания газа. При этом, теплообменный аппарат-регенератор должен иметь высокую производительность и иметь устойчивую к воздействию высоких температур конструкцию.

При анализе международных источников [7, 8] были выявлены принципиальные схемы газотурбинных установок, в которых для нагрева рабочего тела так же необходим теплообменный аппарат, не теряющий работоспособности при воздействии высоких температур.

Одна из первостепенных задач, стоящих при разработке теплообменного аппарата-регенератора, заключается в поиске конструктивных решений для обеспечения высокотемпературного нагрева газообразной среды в заданных условиях.

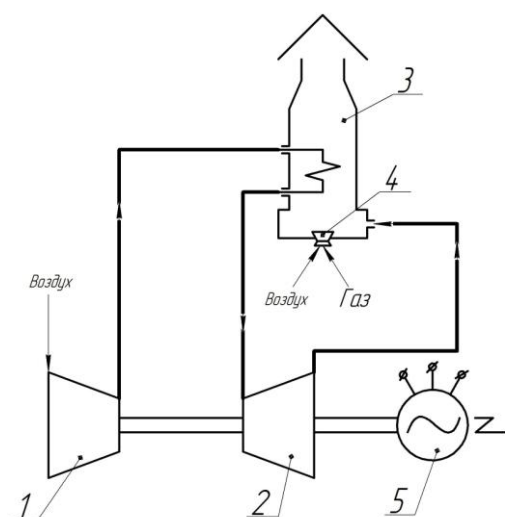


Рис.1. Принципиальная схема газотурбинной установки для переработки попутного нефтяного газа в электроэнергию: 1 – компрессор; 2 – турбина; 3 – теплообменный аппарат-регенератор; 4 – атмосферное горелочное устройство; 5 – электрогенератор

Материалы и методы

Был разработан теплообменный аппарат-регенератор с широким спектром прикладного использования. В частности, разработанное устройство может быть использовано для высокотемпературного нагрева рабочего тела (воздуха) в газотурбинной установке для переработки попутного нефтяного газа в электроэнергию.

Существуют различные типы теплообменных аппаратов, подходящих по принципу действия для их использования в описанной технологической схеме, но каждый из них имеет определенные недостатки. Основные достоинства и недостатки аналогов предлагаемого устройства приведены в таблице 1.

Таблица 1

Достоинства и недостатки аналогов разрабатываемого теплообменного аппарата		
Теплообменный аппарат	Достоинства	Недостатки
Подогреватель жидких и газообразных сред [9]	- высокая производительность; -развитая поверхность отбора тепла из зоны горения; -возможность использования в качестве топлива неочищенного, низкопотенциального природного газа.	- сложность конструкции; - отсутствие возможности использования для высокотемпературного нагрева.
Подогреватель природного газа [10]	- высокая эффективность работы; - простота конструкции; - возможность использования в качестве топлива неочищенного, низкопотенциального природного газа.	- использование промежуточного жидкого теплоносителя, накладывающее определенные требования по выбору материалов конструкции; -максимальная температура нагрева среды зависит от температуры вскипания промежуточного теплоносителя, что ограничивает сферу применения указанного подогревателя верхним пределом достижимых температур при нагреве.

Продолжение таблицы 1

Технологический нагреватель [11]	- высокая эффективность и надежность работы; - возможность использования в качестве топлива неочищенного, низкопотенциального природного газа.	- отсутствие возможности использования для высокотемпературного нагрева; - сложность конструкции и высокая материалоемкость.
Теплообменник для непосредственного использования в микроГТУ [12]	- высокая производительность; - возможность работы при высоких температурах; - возможность использования в качестве топлива неочищенного, низкопотенциального природного газа. - простота конструкции.	- камера сгорания находится вне теплообменного аппарата, в связи с этим, передача теплоты осуществляется только конвекцией, происходят значительные потери тепла, которое могло быть получено от пламени горелки с помощью лучистого теплообмена; - материалоемкость.
Высокотемпературный теплообменник газ – газ [13]	- высокая эффективность; - возможность работы при высоких температурах; - возможность использования в качестве топлива неочищенного, низкопотенциального природного газа.	- использование промежуточного твердого теплоносителя, что приводит к дополнительным потерям тепла; - движение вторичного теплоносителя осуществляется устройством наддува, требующим определенного расхода электрической энергии; - частое обслуживание и ремонт.

На рис. 2. представлен чертеж предлагаемого теплообменного аппарата-регенератора.

В предлагаемом нами теплообменном аппарате-регенераторе [14] отсутствуют указанные недостатки его аналогов.

Устройство теплообменного аппарата

В разработанном теплообменном аппарате-регенераторе (рис. 2) имеется дымовая труба 1, теплообменный модуль, который содержит внутреннюю трубу 3 и наружную трубу 2, расположенные коаксиально. Внутренняя труба 3 имеет развитую поверхность теплообмена за счет продольного оребрения 5 с внешней стороны. Ребра 5 (разрез А-А на рис. 2) должны иметь высоту, обеспечивающую необходимую для эффективного теплообмена скорость нагреваемой среды, а также необходимый зазор между торцами ребер и внутренней поверхностью наружной трубы 2. Подвод нагреваемой газообразной среды осуществляется через штуцер 7 входного коллектора 6, установленного в верхней части наружной трубы 2. Входной коллектор 6 имеет переменное сечение по окружности для обеспечения постоянной скорости потока нагреваемого газа. Постоянная скорость потока достигается за счет сужения сечения входного коллектора 6 в направлении от штуцера 7 подвода нагреваемой среды. Внутренняя стенка входного коллектора 6 выполнена в виде кольцевой решетки 8. Отвод нагреваемого газа осуществляется через штуцер 10 выходного коллектора 9, который так же имеет переменное сечение по окружности для обеспечения неизменной скорости потока нагреваемой среды, осуществляющейся за счет расширения сечения выходного коллектора 9 в направлении штуцера 10.

Для увеличения значения коэффициента полезного действия и более эффективного использования теплоты продуктов сгорания возможно дополнительное оснащение предлагаемого теплообменного аппарата конвекционным теплообменником. Чертеж такого варианта конструкции представлен на рис. 3.

При оснащении аппарата-регенератора конвекционным теплообменником 12 входной коллектор 6 имеет квадратную форму для обеспечения неизменной скорости

движения потока нагреваемой среды, поступающей из конвекционного теплообменника 12 через змеевики 14, которые закреплены в трубчатой решетке 13. Полость внутренней трубы 3 и полость конвекционного теплообменника 12 сообщены для прохода греющего теплоносителя, дальнейшего нагрева змеевиков и последующего его отвода в атмосферу через дымовую трубу 1.

Во избежание перегрева внутренней стенки теплообменного аппарата, горелочное устройство расположено коаксиально с внутренней трубой, длина и внутренний диаметр которой больше, чем диаметр и длина факела горелки.

Линзовый компенсатор закреплен на наружной трубе с целью предотвращения разрыва конструкции аппарата-регенератора во время работы при высоких температурах, которое обеспечивается компенсацией температурных удлинений.

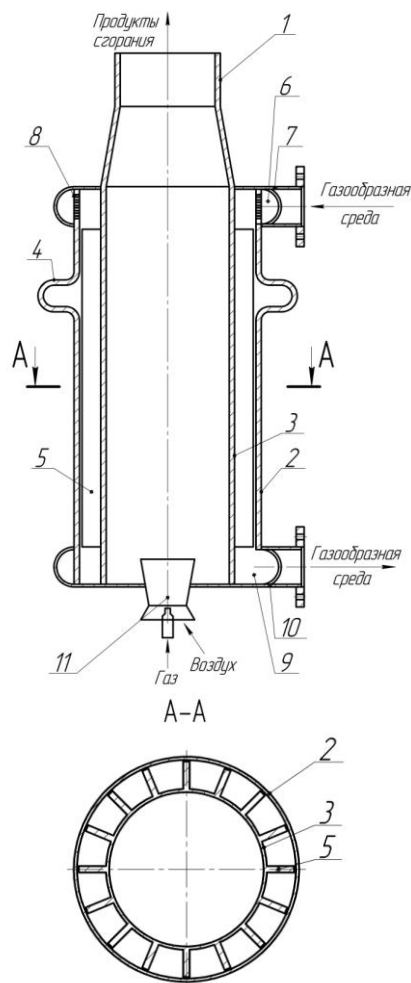


Рис.2. Чертеж предлагаемого теплообменного аппарата-регенератора

Входной коллектор с внутренней стороны снабжен кольцевой решеткой, способствующей равномерному распределению нагреваемой среды по каналам, образованным ребрами.

Принцип работы представленного теплообменного аппарата-регенератора.

Нагреваемый газ подается через штуцер 7 во входной коллектор 6. Через кольцевую решетку 8 из коллектора газообразная среда проникает в образованную между внутренней трубой 3 и наружной трубой 2 полость, которая разделена ребрами 5 на параллельные каналы. Газообразная среда равномерно распределяется по каналам, при движении по каналам нагревается и попадает в выходной коллектор 9, затем с помощью штуцера 10 отводится. Нагрев рабочего тела осуществляется продуктами сгорания. К горелочному устройству 11 подводится топливный газ и атмосферный воздух, необходимый для процесса горения. При сжигании газа непрерывно образуются продукты сгорания высокой температуры, которые нагревают стенку внутренней трубы (лучистый теплообмен). В последующем, отдав тепло стенке, продукты сгорания поступают в атмосферу через дымовую трубу 1. Греющий и нагреваемый теплоносители движутся по противоточной

схеме. При значительных изменениях значений температуры теплоносителей образуется разность температурных удлинений наружной трубы 2 и внутренней трубы 3, которая компенсируется с помощью линзового компенсатора.

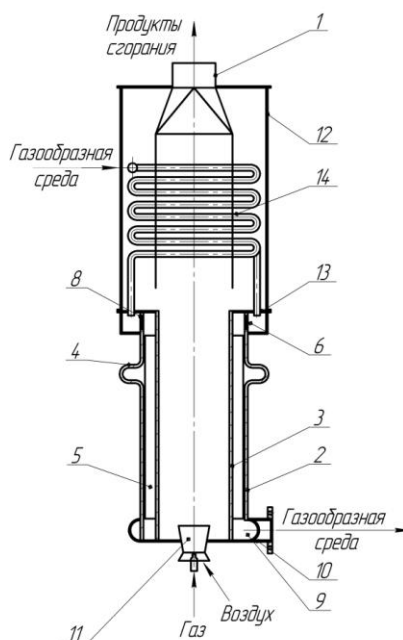


Рис. 3. Предлагаемый теплообменный аппарат-регенератор в соединении с конвекционным теплообменником

В случае присоединения к теплообменному аппарату-регенератору конвекционного теплообменника 12, газообразная среда подается во внутреннюю полость змеевиков 14, откуда проходит во входной коллектор 6. Далее все процессы происходят аналогично. В данном случае продукты сгорания, являющиеся греющим теплоносителем, поступают из полости внутренней трубы 3 в полость конвекционного теплообменника, где происходит теплпередача газообразной среде через стенку змеевиков 14. На выходе из полости конвекционного теплообменника 12 установлена дымовая труба 1, через которую продукты сгорания в последующем поступают в атмосферу.

В ходе проектирования теплообменного аппарата-регенератора были произведены расчеты его основных параметров под определенные условия, которые имеют место при работе теплообменника в составе ГТУ с модернизацией регенеративного цикла. А именно, нагреваемый воздух на входе в теплообменный аппарат имеет температуру 70 °С, теплообменный аппарат при этом должен нагревать рабочее тело до температуры 700 °С. При этом, расход рабочего тела 0,069 кг/с, абсолютное давление 0,2 МПа. Расход топливного газа 12 м³/ч.

Руководствуясь требованиями по монтажу, был выбран внутренний диаметр аппарата, равный 600 мм. Было принято решение количество ребер, размещенных на внутренней трубе, выбрать равным 130, высотой 4 мм и толщиной стенки 7 мм.

В расчетах были использованы следующие основные расчетные зависимости.

Мощность теплового потока Q , Вт рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta}, \quad (1)$$

где C_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); T_1 – температура воздуха на входе, К; T_2 – температура воздуха на выходе, К; η – КПД подогревателя.

Расчет теплоотдачи со стороны воздуха

Скорость w , м/с движения воздуха по каналам

$$w = \frac{m}{N \cdot \rho \cdot f_{1K}}, \quad (2)$$

где N – количество каналов, образованных ребрами, шт.; m – расход воздуха, кг/с;
 ρ – плотность воздуха, кг/м³; f_{1K} – площадь проходного сечения одного канала, м².

Число Рейнольдса Re определяется по формуле

$$Re = \frac{w \cdot d_r \cdot \rho}{\mu}, \quad (3)$$

где w – скорость движения воздуха, м/с; d_r – гидравлический диаметр канала движения воздуха, м.

Критериальное уравнение Nu для расчета теплоотдачи

$$Nu = 3,66 \cdot \left(\frac{Re}{2300} \right)^{2,3 + \lg(Pr)}, \quad (4)$$

где Pr – число Прандтля при данном давлении и температуре.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_1 , Вт/(м²·К) определяется по формуле

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_r}, \quad (5)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К).

Потери давления в каналах движения воздуха на трение $\Delta P_{тр}$, Па на каждый 1 м длины теплообменника

$$\Delta P_{тр} = \zeta \cdot \frac{L}{d_r} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (6)$$

где L – длина канала, м; ζ – коэффициент сопротивления среды.

Расчет теплоотдачи со стороны дымовых газов

Коэффициент ослабления лучей k_r

$$k_r = \frac{0,8 + 1,6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_p \cdot s}} \cdot \left(1 - 0,38 \cdot \frac{T_p}{1000} \right), \quad (7)$$

где r_{H_2O} – объемная доля водяных паров; r_p – объемная доля трехатомных газов в составе дымовых газов; s – эффективная толщина газового слоя, м; T_p – расчетная температура дымовых газов, К.

Степень черноты трехатомных газов в составе дымовых ϵ_g определяется по формуле

$$\epsilon_g = 1 - e^{-k_r \cdot r_p \cdot s}. \quad (8)$$

Эффективная степень черноты стенки $\epsilon_{эф}$ определяется по формуле

$$\epsilon_{эф} = 0,5 \cdot (\epsilon_{ст} + 1), \quad (9)$$

где $\epsilon_{ст}$ – степень черноты материала стенки.

Поглощательная способность газа A_r определяется по формуле

$$A_r = \epsilon_g \cdot \left(\frac{T_p}{T_{СТ}} \right)^{0,65}, \quad (10)$$

где $T_{СТ}$ – температура стенки, К.

Интенсивность результирующего излучения $E_{рез}$, Вт/м² рассчитывается по формуле

$$E_{рез} = \epsilon_{эф} \cdot C_0 \cdot \left[\epsilon_g \cdot \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 - A_r \cdot \left(\frac{T_{СТ}}{100} \right)^4 \right], \quad (11)$$

где $C_0 = 5,67$ – степень излучения абсолютно черного тела.

Коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м²·К) для лучистого теплообмена от горячих газов определяется по соотношению

$$\alpha_2 = \frac{E_{рез}}{T_p - T_{СТ}}. \quad (12)$$

Расчет коэффициента теплопередачи и площади теплообмена

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К) определяется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (13)$$

где $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); $\delta_{ст}$ – толщина стенки, м.

Средне логарифмический температурный напор $\Delta T_{ср}$, К рассчитывается по формуле

$$\Delta T_{ср} = \frac{\Delta T_6 - \Delta T_m}{\ln \left(\frac{\Delta T_6}{\Delta T_m} \right)}, \quad (14)$$

где ΔT_6 – большая разность температур, К; ΔT_m – меньшая разность температур, К.

Плотность теплового потока q , Вт/м² определяется по формуле

$$q = k \cdot \Delta T_{ср}. \quad (15)$$

Площадь поверхности теплообмена F , м²

$$F = \frac{Q}{q}. \quad (16)$$

Результаты

Основные результаты проведенных расчетов представлены в таблице 2.

С учетом полученных результатов, можно сделать вывод о том, что габаритные размеры ГТУ совместно с предложенным теплообменным аппаратом, приблизительно составят (ДхШхВ) – 1500 мм x 1500 мм x 1200 мм.

Разработанный аппарат-регенератор обладает следующими преимуществами:

- высокая производительность за счет развитой поверхности теплообмена (внутренняя труба оснащена продольными ребрами);
- во время работы при высоких температурах обеспечивается целостность конструкции (внутренняя и наружная трубы выполнены относительно друг друга подвижными с компенсацией линейных размеров с помощью линзового компенсатора, расположенного на наружной трубе);
- для более эффективного использования теплоты продуктов сгорания подогреватель может быть дополнительно оснащен конвекционным теплообменником;
- не требует использования промежуточного теплоносителя.

Предлагаемый теплообменный аппарат может быть использован в нефтехимической, газоперерабатывающей, энергетической и других отраслях промышленности. В частности, данное устройство может использоваться в следующих областях:

- в качестве теплообменного аппарата-регенератора для ГТУ с модернизацией регенеративного цикла.

С учетом полученных результатов, можно сделать вывод о том, что габаритные размеры ГТУ совместно с предложенным теплообменным аппаратом, приблизительно составят (ДхШхВ) – 1500 мм x 1500 мм x 1200 мм.

Разработанный аппарат-регенератор обладает следующими преимуществами:

- высокая производительность за счет развитой поверхности теплообмена (внутренняя труба оснащена продольными ребрами);
- во время работы при высоких температурах обеспечивается целостность конструкции (внутренняя и наружная трубы выполнены относительно друг друга подвижными с компенсацией линейных размеров с помощью линзового компенсатора, расположенного на наружной трубе);
- для более эффективного использования теплоты продуктов сгорания подогреватель может быть дополнительно оснащен конвекционным теплообменником;
- не требует использования промежуточного теплоносителя.

Таблица 2

Результаты расчетов основных параметров теплообменного аппарата

Параметры	Значения
Нагреваемая среда	Воздух

Продолжение таблицы 2

Расход нагреваемого теплоносителя m , кг/с	0,069
Температура нагреваемого теплоносителя на входе t_1 , °C	70
Температура нагреваемого теплоносителя на выходе t_2 , °C	700
Диаметр внутренний $D_{вн}$, мм	600
Высота продольных ребер h , мм	4
Расчетная площадь теплообмена F , м ²	1,832
Число продольных ребер N , шт	130
Ширина паза каналов движения воздуха $\delta_{п}$, мм	8,9
Толщина стенки $\delta_{ст}$, мм	7
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	29,34
Плотность теплового потока q , Вт/м ²	25349
Расчетная длина теплообменника L , м	0,972
Рекомендуемая длина теплообменника L' , м	1,2
Потери давления на трение $\Delta P_{тр}$, Па	1207
Средняя температура стенки $T_{ст}$, К	1188

С учетом полученных результатов, можно сделать вывод о том, что габаритные размеры ГТУ совместно с предложенным теплообменным аппаратом, приблизительно составят (ДхШхВ) – 1500 мм х 1500 мм х 1200 мм.

Разработанный аппарат-регенератор обладает следующими преимуществами:

- высокая производительность за счет развитой поверхности теплообмена (внутренняя труба оснащена продольными ребрами);

- во время работы при высоких температурах обеспечивается целостность конструкции (внутренняя и наружная трубы выполнены относительно друг друга подвижными с компенсацией линейных размеров с помощью линзового компенсатора, расположенного на наружной трубе);

- для более эффективного использования теплоты продуктов сгорания подогреватель может быть дополнительно оснащен конвекционным теплообменником;

- не требует использования промежуточного теплоносителя.

Предлагаемый теплообменный аппарат может быть использован в нефтехимической, газоперерабатывающей, энергетической и других отраслях промышленности. В частности, данное устройство может использоваться в следующих областях:

- в качестве теплообменного аппарата-регенератора для ГТУ с модернизацией регенеративного цикла;

- для подогрева природного газа на входе газораспределительной станции. На газораспределительных станциях природный газ после прохождения дроссельных клапанов охлаждается до низких температур, поэтому для предотвращения гидратообразования и обмерзания оборудования необходимо организовывать подогрев газа. Сущность метода предотвращения образования газовых гидратов заключается в том, что температура добываемого газа, содержащего влагу, поддерживается выше температуры гидратообразования при постоянном давлении [15, 19].

- для подогрева воздуха, необходимого при проведении различных технологических процессов;

- для подогрева газа перед детандер-генераторными агрегатами (ДГА). Важнейшим фактором, который влияет на эффективность работы ДГА, является выбранный метод подогрева газа. Для подогрева газа перед детандером используется теплоноситель с высокой температурой, который образуется в процессе сжигания органического топлива [17].

- для предупреждения обмерзания промысловых газопроводов – подогрев газа у скважин;

- для нормального процесса работы газоперекачивающих агрегатов требуется подогрев газа, идущего на топливную систему [16];

- на месторождениях с небольшими объемами добычи. При подготовке газа на таких объектах существует необходимость применения подогревателей газа, которые являются центрами обогрева всего используемого оборудования, а также трубопроводов [18]. Обогрев осуществляется с помощью нагретого в подогревателе газообразного теплоносителя.

Заключение и выводы

Таким образом, разработанный теплообменный аппарат обладает высокой производительностью, отличается возможностью работы при высоких температурах без нарушения целостности конструкции, не требует использования промежуточного теплоносителя, подлежит применению в составе газотурбинной установки для переработки попутного нефтяного газа в электроэнергию, а также во многих отраслях промышленности, где в технологическом процессе необходим нагрев газообразной среды до высокой температуры.

Литература

1. Горшков М.В., Пашали Д.Ю. К вопросу применения газотурбинных электростанций на нефтяных месторождениях с целью обеспечения надежности электроснабжения и экологичности // Инновационная наука. 2018. № 7-8. С. 32-35.
2. Леушева Е.Л., Моренов В.А. Энергообеспечение производственных объектов в условиях Севера при кустовом строительстве скважин // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2015. № 5. С. 92-95.
3. Садыков Б.Х. Автономное электроснабжение нефтяных месторождений // Наука сегодня. Ключевые проблемы и перспективы развития. 2015. С. 91-92.
4. Романов В.В., Спицын В.Е., Боцула А.Л., и др. Особенности создания газотурбинной установки регенеративного цикла для ГПА // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. № 4 (40). С. 16-20.
5. Сухов А.И., Лачугин И.Г., Шевцов А.П., и др. Совершенствование технологии производства электроэнергии газотурбинными установками // Насосы. Турбины. Системы. 2013. № 1 (6). С. 22-26.
6. Хасанов Н.Г., Шигапов А.Б. Влияние реальных свойств воздуха на показатели стационарных газотурбинных установок // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 9-10. С. 11-20.
7. Chmielniak T., Czaja D., Lepszy S. Selection of the air heat exchanger operating in a gas turbine air bottoming cycle // Archives of thermodynamics. 2013. V. 34. № 4. pp. 93-106.
8. Kosowski K., Tucki K., Piwowarski M., et al. Thermodynamic cycle concepts for high-efficiency power plants. PE B: prosumer and distributed power industry // Sustainability. 2019. №11. pp. 3-16.
9. Смирнов Ю.А., Чистик С.М., Паршин С.Н., и др. Подогреватель жидких и газообразных сред. Патент 2296921 Российская Федерация, МПК F 24 Н 3/08. № 2005122794/06; опубл. 10.04.2007; Бюл. № 10.
10. Абалаков Г.В., Тимонин В.А., Шушин Н.А., и др. Подогреватель природного газа и газовая горелка подогревателя. Патент 58674 Российская Федерация, МПК F 24 Н 3/08. опубл. 27.11.2006; Бюл. № 33.
11. Добрянский В.Л., Зарецкий Я.В., Коротков Л.В., и др. Технологический нагреватель. Патент 2168121 Российская Федерация, МПК F 24 Н 3/08. опубл. 27.05.2001; Бюл. № 15.
12. AL-Attab K.A., Zainal Z.A. Design of high temperature heat exchanger for the indirectly firing of a micro gas turbine using biomassfuels // Product & Design. 2007. pp. 22-26.
13. Amirante R., Tamburrano P. High Temperature Gas-to-Gas Heat Exchanger Based on a Solid Intermediate Medium // Advances in Mechanical Engineering. 2014. P.20.
14. Лачугин И.Г., Шевцов А.П., Хохлов В.Ю., и др. Подогреватель газообразных сред. Патент 2686357 Российская Федерация, МПК F 24 Н 3/08, F 24 Н 3/10. опубл. 25.04.2019; Бюл. № 12.
15. Зацепин С.С., Купцов С.М. Применение турбодетандерных установок на газораспределительных станциях // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2016. № 12. С. 50-53.
16. Асташев С.И., Медведева О.Н. Разработка альтернативного способа подогрева топливного газа на газоперекачивающих агрегатах // Вестник гражданских инженеров. 2017. № 6 (65). С. 172-176.
17. Агабабов В.С., Корягин А.В., Архарова А.Ю. Эффективность использования двухступенчатого подогрева газа перед детандер-генераторным агрегатом на ТЭС // Энергосбережение и водоподготовка. 2004. № 4 (31). С. 70-72.
18. Евдокимов Ю.Ю., Теньковский Д.В. Технологии с малым энергопотреблением на удаленных объектах Крайнего Севера // Экспозиция Нефть Газ. 2014. № 6 (38). С. 64-65.
19. Ефимов В.В., Халиулин Д.В., Халиулина Л.Э. Образование газовых гидратов на элементах внутренних устройств сепараторов при промысловой подготовке природного газа // International Scientific Review. 2018. № 1 (40). С. 27-34.

Авторы публикации

Базыкин Денис Александрович – магистрант, Воронежский государственный технический университет, инженер отдела разработки и реализации НИОКР, ООО ФПК «Космос-НефтьГаз».

Сухов Анатолий Иванович – д-р. техн. наук, помощник исполнительного директора по новой технике, ООО ФПК «Космос-Нефть-Газ». Email: suhov@kng.vrn.ru.

Бараков Александр Валентинович – д-р. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой Теоретической и промышленной теплоэнергетики, Воронежский государственный технический университет. Email: pt_vstu@mail.ru.

References

1. Gorshkov MV, Pashali DY. On the use of gas turbine power plants in oil fields to ensure the reliability of power supply and environmental friendliness . *Innovation science*. 2018;7-8:32-35.
2. Leusheva YeL, Morenov VA. ` Electric power supply of production facilities in arctic conditions when the wells are constructed in clusters . *Oil and Gas Territory*. 2015;5:92-95.
3. Sadykov BH. Autonomous power supply of oil fields. *Science today. Key problems and development prospects*. 2015. pp. 91–92.
4. Romanov VV, Spitsyn VE, Botsula AL, et al. Features of the creation of a gas turbine unit of the regenerative cycle for gas pumping units. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2009;4(40):16-20.
5. Sukhov AI, Lachugin IG, Shevtsov AP, et al. Improved production of electricity by using gas turbine plant. *Pumps. Turbines. Systems*. 2013;1(6):22-26.
6. Hasanov NG, Shigapov AB. The influence of real properties of combustion materials parameters on stationary gas turbine units. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2014;9-10:11–20.
7. Chmielniak T, Czaja D, Lepszy S. Selection of the air heat exchanger operating in a gas turbine air bottoming cycle . *Archives of thermodynamics*. 2013;34(4): 93-106.
8. Kosowski K, Tucki K, Piwowarski M, et al. Thermodynamic cycle concepts for high-efficiency power plants. Pt B. Prosumer and distributed power industry *Sustainability*. 2019;11:3-16.
9. Smirnov JA, Chistik SM, Parshin SN, et al. *Podogrevatel' zhidkih i gazoobraznyh sred*. Patent No. 2296921 RF, F 24 H 3/08. N. 2005122794/06; opubl. 10.04.2007; Byul. N.10. P.8.
10. Abalakov GV, Timonin VA, Shushin NA. *Podogrevatel' prirodnogo gaza i gazovaya gorelka podogrevatelja*. Patent N. 58674 RF, F 24 H 3/08. N. 2006119680/22; opubl. 27.11.2006; B. N. 33.
11. Dobrjanskij VL, Zaretskij JaV, Korotkov LV. *Tehnologicheskij nagrevatel'*. Patent N. 2168121 RF, F 24 H 3/08. No. 99119765/06; opubl. 27.05.2001 Byul. N. 15.
12. AL-Attab K.A, Zainal ZA. Design of high temperature heat exchanger for the indirectly firing of a micro gas turbine using biomassfuels . *Product & Design*. 2007. pp. 22-26.
13. Amirante R, Tamburrano P. High Temperature Gas-to-Gas Heat Exchanger Based on a Solid Intermediate Medium . *Advances in Mechanical Engineering*. 2014. P.20 .
14. Shevtsov IG, Hohlov AP, Suhov VJ, et al. *Podogrevatel' gazoobraznyh sred* Patent No. 2686357 RF, F 24 H 3/08, F 24 H 3/ N. 2018105811; opubl. 25.04.2019; Byul. N.12.
15. Zatsepin SS, Kuptsov SM. The Use Of Turbo-Expander Units On Gas-Distributing Stations. *Oil and Gas Territory*. 2016;12:50-53.
16. Astashev SI, Medvedeva ON. The development of an alternative method for heating of fuel gas in gas transmittal units . *Scientific-technical journal «Bulletin of Civil Engineers»*. 2017;6(65):172-176.
17. Agababov VS, Korjagin AV, Arharova AY. Efficiency of using two-stage gas preheating before the expander-generating unit at thermal power plants. *Energy saving and water treatment*. 2004;4(31):70-72.
18. Evdokimov YY, Ten'kovskij DV. Technologies with small power consumption at remote objects of the Far North. *Exposition Oil Gas*. 2014;6(38):64-65.
19. Yefimov VV, Khaluylun DV, Khaluyluna LE. Problems of separation in the formation of gas hydrates on the elements of internal devices of separators in the field preparation of natural gas. *International Scientific Review*. 2018;1(40):27-34.

Authors of the publication

Denis A. Bazykin – Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia; Limited liability company Financial industrial company «Cosmos-Oil-Gas», Voronezh, Russia.

Anatoly I. Sukhov – Limited liability company Financial industrial company «Cosmos-Oil-Gas», Voronezh, Russia. Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia. Email: suhov@kng.vrn.ru.

Alexander V. Barakov – Limited liability company Financial industrial company «Cosmos-Oil-Gas» Voronezh, Russia. Voronezh State Technical University, Voronezh, Russia. Email: pt_vstu@mail.ru.

Поступила в редакцию

03 июня 2019 г.



ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ КАК РЕГУЛЯТОРЫ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В.В.Афанасьев, В.Г. Ковалев, В.А. Тарасов

Чувашский государственный университет им. И.Н.Ульянова,
г. Чебоксары, Россия
vladimir_tarasov@inbox.ru

Резюме: Целью статьи является исследование процессов электротермической газификации твердых топлив в энерготехнологических комплексах и оценка возможностей использования энерготехнологических комплексов для регулирования графиков нагрузок электроэнергетических систем. Методами математического и физического моделирования физико-химических процессов газификации твердых углеродосодержащих материалов и преобразования энергии получены основные характеристики энерготехнологических комплексов по переработке твердых углеродосодержащих материалов. Предложена технологическая схема маневренного потребителя электроэнергии и мощности, позволяющая участвовать в управлении спросом и повышении эффективности работы электроэнергетических систем, комплексно перерабатывать любые твердые виды топлив, строить системы коммунальной газификации районов, не имеющих доступ к источникам природного газа. Показано, что энергетический потенциал, полученного электротермической газификацией в электродных установках синтез-газа, в несколько раз превышает затраты электрической энергии на газификацию. В часы максимума нагрузки энергосистемы электротермический газификатор позволяет значительно уменьшать потребляемую активную мощность за счет перехода в автотермический режим газификации без снижения производительности по синтез-газу и работать на «рынке системных услуг» как регулируемая нагрузка. Электротехнологическая электродная установка позволяет использовать дешевую электрическую энергию ночных минимумов для выработки синтез-газа и получения углеводородными процессами ферросплавов из оксидов сырья и добавляемых рудных материалов. Электродная электротермическая установка обеспечивает широкий диапазон регулирования потребляемой электрической мощности, хорошую управляемость процесса при любом виде сырья, в том числе горючих твердых отходов. Высокотемпературные восстановительные процессы в электродных печах позволяют перерабатывать твердые топлива любого состава без предварительного размола и обогащения, переводить минеральную часть топлива в шлак, который может использоваться для получения строительных материалов. Содержащиеся в минеральной части топлива оксиды ряда металлов восстанавливаются и образуют ферросплав.

Ключевые слова: Энерготехнологические комплексы, электротермическая газификация, восстановительные процессы высококачественный синтез-газ, комплексное использование сырья, потребитель-регулятор, оптимизация систем энергообеспечения.

Для цитирования: Афанасьев В.В., Ковалев В.Г., Тарасов В.А. Энерготехнологические комплексы как регуляторы работы электроэнергетических систем // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21. №5. С.50-58. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-50-58.

ENERGY TECHNOLOGY COMPLEXES AS REGULATORS OF ELECTRICAL POWER SYSTEMS

VV Afanasyev, VG Kovalev, VA Tarasov

Chuvash State University, Cheboksary, Russia

vladimir_tarasov@inbox.ru

Abstract: The aim of the work is to study the processes of electrothermal gasification of solid fuels in energy technological complexes and to assess the possibilities of using energy technological complexes for regulating load schedules of electric power systems. By the methods of mathematical and physical modeling of physicochemical processes of gasification of solid carbon-containing materials and energy conversion, the main characteristics of electro-technological complexes for the processing of solid carbon-containing materials are obtained. A technological scheme of a maneuverable consumer of electricity and power is proposed, allowing to participate in demand management and increase the efficiency of electric power systems, comprehensively process any solid types of fuels, and build municipal gasification systems for areas that do not have access to natural gas sources. It is shown that the energy potential of the synthesis gas obtained by thermoelectric gasification in electrode installations is several times higher than the cost of electricity for gasification. During the hours of maximum load of the power system, the electrothermal gasifier allows to significantly reduce the consumed active power due to the transition to the autothermal gasification mode without reducing the performance of synthesis gas and work in the "market of system services" as a regulated load. Electrotechnological electrode installation allows the use of cheap electric energy of nighttime minima for the production of synthesis gas and the recovery of ferroalloys from oxides of raw materials and ore materials to be added to the coal recovery process. Electrode electrothermal installation provides a wide range of regulation of consumed electrical power, good process controllability for any type of raw materials, including combustible solid waste. High-temperature reduction processes in electrothermal gasifiers make it possible to process fuel of any composition without enrichment and grinding, to convert the mineral part of solid fuel into slag, which can be used to produce building materials. The oxides of a number of metals contained in the mineral part of the fuel are reduced and form a ferroalloy.

Keywords: Energy technology complexes, electrothermal gasification, recovery processes, high-quality synthesis gas, complex use of raw materials, consumer-regulator, optimization of energy supply systems.

For citation: Afanasyev VV, Kovalev VG, Tarasov VA. Energy technology complexes as regulators of electrical power systems. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):50-58. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-50-58.

Введение

Основой повышения эффективности и надежности энергетического комплекса служат новые технологии и возможности цифрового управления режимом работы элементов электроэнергетических систем, включая потребителей энергии. Несмотря на определенный консерватизм энергетики в части используемых технологий и оборудования ведутся разработки и внедряются современные технологии топливной выработки электрической энергии [1-5], в основе которых тепловые машины с использованием газообразного или жидкого топлива. Важным направлением развития технологий топливной энергетики является вовлечение в современные энергетические переделы твердых видов топлив, в том числе низкосортных местных и углеродосодержащих отходов, что возможно на основе создания энерготехнологических комплексов [6-8]. О важности увеличения доли угля в топливно-энергетическом балансе страны отмечается также в Энергетической стратегии России (2030г), однако мониторинг основных результатов реализации Энергетической стратегии за последние годы показывает, что доля угля не растет, а неуклонно снижается.

Задачи, которые могут и должны решать энерготехнологические комплексы, связаны с повышением надежности и эффективности функционирования систем энергообеспечения, а также со снижением техногенного воздействия на окружающую среду, с использованием местных низкосортных топлив, в том числе твердых углеродосодержащих отходов

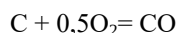
производства и потребления [8-10]. Данная работа посвящена исследованию технологических процессов электротермической газификации [11,12] и оценки возможностей использования энерготехнологических комплексов для повышения эффективности генерации с использованием твердых видов топлив и возможностями участия в регулировании графиков нагрузок электроэнергетических систем

Цифровые технологии открывают новые возможности оптимизации систем энергообеспечения и их режимов работы. Их применение совместно с использованием распределенной генерации и управлением режимами потребления и генерации должно обеспечить повышение эффективности локальных и больших систем электроэнергетики. Для эффективного использования цифровых технологий необходимы маневренные технологии генерации, потребления и накопления энергии.

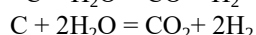
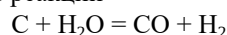
Неравномерность суточных нагрузок энергосистем оказывает существенное влияние на их экономические показатели. Оптимизация графиков электрических нагрузок (потребляемой мощности) потребителей дает возможность существенно скорректировать суммарный график электрической нагрузки в сторону снижения потребности в генерирующих и сетевых мощностях, текущих издержках на производство и передачу электроэнергии. Финансово-экономический механизм ценозависимой генерации заложен в принципы функционирования оптового рынка энергии и мощности, а финансово-экономический механизм ценозависимого потребления включен в состав инструментов регулирования спроса и предложения в ЕЭС России в 2016 г. (Постановление Правительства РФ от 20.07.2016 г. № 699). Это позволяет достичь выгоды за счет системного снижения издержек и цены на рынке в пиковые часы нагрузки энергосистемы. В отечественной практике регулирование нагрузки электроэнергетической системы осуществляется изменением режимов потребления крупных приемников электрической энергии путем снижения мощности в часы максимума нагрузки. Данный способ может применяться на таких крупных потребителях электроэнергии как производство ферросплавов, продуктов химической электротермии, алюминия [13]. Вторым способом регулирования нагрузки является заполнение графика в «провалах» ночного потребления электрической энергии. В этом случае требуются маневренные технологии, позволяющие периодически увеличивать потребление электроэнергии в часы минимума нагрузки энергосистемы. В мировой практике объемы регулирования мощности управлением спросом на электроэнергию в ближайшие годы ожидает резкий рост (*Navigant Research, Market Data: Demandresponse*, 2016. Электронный ресурс <https://www.navigantresearch.com/news-and-views/global-demand-response-capacity-is-expected-to-grow-to-144-gw-in-2025>).

Оба этих способа управления спросом на электроэнергию обеспечивают выравнивание суточных графиков нагрузки энергосистемы и могут применяться с использованием электротехнологических комплексов газификации твердых видов топлив, позволяющие переработать углеродосодержащие материалы в удобный для использования в энергетике и химической промышленности синтез-газ. Энерготехнологические комплексы газификации могут создаваться с использованием различных технологий пиролиза и газификации топлив в автотермических или аллотермических режимах.

В настоящее время разработаны научные основы процессов газификации различных видов топлив, описаны физико-химические превращения топлив, созданы математические модели процессов пиролиза и газификации твердых топлив [8,11,12,14,15]. При высокотемпературной газификации твердого топлива химические реакции протекают при взаимодействии углерода с газообразным кислородом или водяным паром. Выделением тепла сопровождается реакция



С поглощением тепла протекают реакции

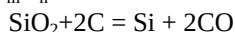
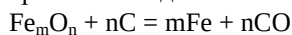


Для протекания эндотермических реакций необходим подвод тепловой энергии, который может осуществляться за счет сжигания части твердого топлива (автотермический процесс) или за счет подвода внешней энергии (аллотермический процесс) [11,12]. Автотермические технологии газификации в плотном слое сырья и псевдоожиженном (кипящем) слое, а также в барботируемом шлаковом расплаве в настоящее время хорошо изучены и внедрены в практику [1-3,14,15]. Разработано множество автотермических газогенераторов, работающих в широком диапазоне режимных параметров. Аллотермическая газификация с применением электронагрева возможна в электродных электропечах [11,12],

аналогичных по конструкции и принципу действия герметичным рудовосстановительным печам, а также в плазменных установках [16].

Недостатком автотермических технологий является существенный расход топлива на поддержание температуры процесса и необходимость использования газообразного кислорода и водяного пара для получения высококалорийного синтез-газа. При использовании топлива с высоким содержанием минеральных составляющих (каменный уголь и сланец) и низкой теплотворной способностью используемого топлива, температуры шлакового расплава недостаточно для обеспечения высокопроизводительного процесса газификации, а получение газа, энергетическая ценность которого превышала бы 70% энергетической ценности используемого топлива, практически невозможно. Вследствие недостаточной жидкотекучести шлака возникают проблемы выведения расплавленной минеральной части топлива из рабочего пространства газификаторов.

При аллотермической газификации в ваннах электродных печей происходит преобразование электрической энергии в тепловую, что позволяет осуществлять любые эндотермические процессы и использовать любые газифицирующие агенты. Необходимый для газификации углерода кислород может быть газообразным, а также входить в состав водяных паров или оксидов железа, кремния и других элементов. При использовании газообразного кислорода тепло выделяется, продуктом газификации является только оксид углерода, при использовании водяного пара тепло поглощается, продуктами газификации являются оксид углерода и водород. При достаточно высокой температуре углерод может восстанавливать имеющиеся в составе золы или подаваемые в электродную печь в виде рудных материалов оксиды железа и кремния с выделением оксида углерода



При восстановлении оксидов тепло поглощается, образуется оксид углерода и дорогостоящий продукт (чугун или ферросплав).

Таким образом, в электротермических электродных газификаторах в качестве газифицирующего агента кроме воздуха могут применяться кислород, водяной пар и оксиды железа и кремния. Это позволяет получать незабалластированный азотом синтез-газ, состоящий в основном из оксида углерода и водорода. Водяной пар может быть получен за счет утилизации тепла выходящего из рабочего пространства электротермической установки горячего реакционного газа.

Методы исследования и результаты

Математическим и физическим моделированием исследованы электротехнологические режимы комплексов для безотходной электротермической переработки твердых углеродосодержащих материалов путем пиролиза и газификации [11,12]. Электротехнологический комплекс кроме газификатора включает различные системы, использующие синтез-газ, это могут быть энергетические котлы, ТЭЦ, газотурбинные, газопоршневые или парогазовые установки, локальные системы газоснабжения, газгольдеры, а также установки для получения кислорода. В электродной установке термоэлектрической (электрошлаковой) газификации за счет преобразования электрической энергии в тепловую можно создать высокую температуру для образования синтез-газа и протекания процессов восстановления углеродом оксидов, содержащихся в минеральной части топлива или подаваемых дополнительно с рудным материалом, с образованием металлического сплава [11,12]. Подобные углеводородные процессы восстановления оксидов марганца, кремния, хрома и других окислов в коксом с образованием оксида углерода протекают в промышленных рудовосстановительных печах. При этом тепловую энергию для протекания эндотермических реакций получают преобразованием электрической энергии в тепловую за счет резистивного нагрева. Герметичность промышленных электродных печей позволяет полностью отбирать из ванн реакционный газ, состоящий преимущественно из оксида углерода, для использования в различных технологиях.

Протекающие в реакционной зоне электротермического газификатора пиролизно-восстановительные процессы позволяют перерабатывать углеродосодержащее топливо любого состава без предварительного обогащения и размола, снизить выброс оксидов серы в атмосферу за счет связывания серы оксидом кальция и перехода в шлаковый расплав в виде сульфидов, перевести минеральную часть топлива в шлак, который может использоваться как сырьё для получения инертных или связующих строительных материалов. Содержащиеся в минеральной части топлива оксиды ряда металлов восстанавливаются и образуют ферросплав, который используется в металлургии.

Электротермическая газификация в электродной установке позволяет сохранить все положительные особенности автотермической газификации в шлаковом расплаве [2, 3]. Она обладает дополнительными преимуществами из-за повышения устойчивости и управляемости процесса при использовании любого сырья, существенного расширения диапазона регулирования производительности, легкости пуска и остановки установки и работы в качестве потребителя-регулятора энергосистемы за счет использования дешевой электроэнергии ночных минимумов. Рассматриваемая технология позволяет использовать электрошлаковую газификацию для выравнивания электрической нагрузки сети, загружая электрошлаковые газификаторы в ночное время и запасаая синтез-газ в газгольдерах. Данная технология позволяет одновременно осуществлять энергетическую и металлургическую технологии с получением: синтез-газа, шлака и металлического сплава, существенно снизить суммарные затраты энергии по сравнению с отдельными технологиями металлургического восстановления оксидов и газификации твердого топлива.

Для электротермической газификации, в энерготехнологический комплекс подается твердое топливо и газифицирующие агенты, которыми могут быть кислород, а также оксиды железа, кремния или марганца в виде руды. За счет восстановления углеродом этих оксидов образуется горючий оксид углерода, а также чугун или ферросплавы. Такие энергоемкие процессы протекают в промышленных рудовосстановительных печах, единичная мощность которых достигает 80 МВА. В этих печах фактически происходит газификация входящего в состав кокса углерода за счет оксидов без применения кислорода. При дефиците мощности в энергосистеме потребление электрической энергии газификатором может быть резко уменьшено и процесс газификации ведется подачей в газификатор углеродосодержащего топлива и большого количества кислорода. При избытке мощности в энергосистеме сокращается подача кислорода в газификатор и увеличивается подача оксидов восстанавливаемых элементов и водяного пара. В этом случае для газификации углеродосодержащего материала наряду с газообразным кислородом используется кислород, входящий в состав оксидов и водяного пара. За счет увеличенного потребления электроэнергии протекают эндотермические реакции восстановления оксидов, что наряду с получением генераторного газа обеспечивает получение дорогостоящих металлических сплавов железа, кремния, марганца и других элементов. Для повышения эффективности использования электроэнергии в ночные часы за счет дополнительной выработки металлических сплавов и работы на «рынке системных услуг» как регулируемая нагрузка электротермический газификатор должен позволять значительно менять потребляемую активную мощность без существенного снижения производительности по генераторному газу.

Математическим моделированием материальных и энергетических балансов процессов электротермической газификации [11,12] и экспериментальными исследованиями на лабораторной одноэлектродной электропечи определены основные характеристики режимов энерготехнологических комплексов для газификации твердых углеродосодержащих материалов. Рассчитаны потребляемая электротермическим газификатором активная электрическая мощность и расходы газифицирующих агентов при различных электротехнологических режимах, обеспечивающих заданный энергетический потенциал продуктов газификации.

Расчеты материальных и энергетических балансов показали, что газификация в электротехнологической установке обеспечивает широкий диапазон регулирования потребляемой мощности, а экспериментальные лабораторные исследования подтвердили хорошую управляемость процесса при любом виде сырья, в том числе горючих твердых отходов.

Из приведенных в таблице показателей режимов электротермической газификации каменного угля с содержанием углерода $C^p = 76\%$ при использовании для газификации газообразного кислорода при дефиците электроэнергии в энергосистеме (режим «день»), а также кислорода и оксидов кремния или кислорода и оксидов железа при избытке электроэнергии в системе (режим «ночь») следует, что при электротермической газификации твердого топлива газообразным кислородом электрическая мощность, потребляемая электротехнологическим газификатором в режиме «день», в 138 раз меньше, чем при использовании для газификации кислорода оксидов в виде руды при одинаковом выходе и энергетическом потенциале генераторного газа. Незначительное количество металлического сплава при этом получается при восстановлении оксидов, входящих в состав минеральной части газифицируемого топлива. Количество получаемого металлического сплава при использовании оксидов в виде руды в десятки раз больше, чем при газификации газообразным кислородом. Использование оксидов кремния позволяет

получить дорогостоящий ферросилиций, который производится только в рудовосстановительных электропечах с применением кокса. С учетом расхода электроэнергии на получение кислорода потребление электроэнергии электротехнологическим комплексом в режиме «день» в 4,9 раза меньше, чем в режиме «ночь». Из таблицы следует, что при даже при коэффициенте полезного действия генерирующей установки 42% в потребляемая газификатором электрическая мощность всегда меньше мощности, которую может выработать генерирующая установка на синтез-газе, полученном в газификаторе.

Таблица

Основные показатели режимов электротехнологических комплексов газификации каменного угля

Электротехнологический режим	Дефицит электроэнергии в системе	Избыток электроэнергии в системе (ночь)	
Газифицирующие агенты	Кислород	Кислород и оксиды кремния	Кислород и оксиды железа
Потребляемая активная мощность газификатора, МВт	0,180	24,86	24,86
Расход			
Кислород, нм ³ /час	14153	12032	10575
Уголь, т/час	20,04	20,04	20,04
Оксиды (руда), т/час	-	5,256	15,28
Шлакообразующие, кг/час	-	-	2530
Железная стружка, кг/час	-	584	-
Выход			
Металлический сплав, кг/час	400	2920	10000
Горючий газ, нм ³ /час	30000	30000	30000
Энергетический потенциал газа, ГДж/час	360	360	360
Электрическая мощность генерирующей установки, МВт	42	42	42
Тепловая мощность генерирующей установки, МВт	45	45	45
Электрическая мощность комплекса с учетом затрат на получение кислорода, МВт	35,73	11,97	11,05

При дефиците электроэнергии в системе в режиме «день» в качестве газифицирующего агента используется только кислород без применения оксидов, потребляемая газификатором электрическая мощность минимальна, количество металлического сплава незначительно. Энерготехнологический комплекс, в состав которого входят работающие на синтез-газогенерирующие установки (газотурбинные, парогазовые), не потребляет электрическую мощность из сети, а генерирует электроэнергию в сеть и в тоже время обеспечивает выработку тепловой энергии. Таким образом, энерготехнологический комплекс, в состав которого входят генерирующие электроэнергию установки, в любом режиме работы не потребляет электрическую мощность из сети и в тоже время обеспечивает выработку тепловой энергии. С учетом затрат электроэнергии на получение кислорода при удельном расходе электроэнергии на получение газообразного кислорода 0,43 кВт·ч/м³ электротехнологический комплекс может выдавать с сеть в режиме «день» мощность до 35,7 МВт, в режиме «ночь» до 11 МВт. В современных воздуходелительных установках удельный расход электроэнергии на получение газообразного кислорода может быть снижен до 0,33 кВт·ч/м³ [17]. При таком низком удельном расходе электроэнергии на получение газообразного кислорода и коэффициенте полезного действия парогазовой установки 58% рассмотренный электротехнологический комплекс может выдавать с сеть в режиме «день» мощность до 53,3 МВт.

За счет применения кислорода можно менять в широком диапазоне потребляемую из сети мощность без снижения производительности по газу вплоть до отключения газификатора от электросети. При достаточной для углевосстановительных процессов

электрической мощности и достаточной подаче оксидов кислород вообще не требуется, наряду с получением горючего газа будет осуществляться производство ферросплавов, как в рудовосстановительных печах.

Для сравнения следует отметить, что в плазменных газификаторах при температурах порядка 2000°-4000°С, также происходит полная газификация любых твердых топлив, однако удельный расход электроэнергии при этом составляет до 18 МДж/кг топлива [16], что в 2-4 раза больше, чем при электротермической газификации в электродных печах. Такой расход электроэнергии обусловлен необходимостью нагрева всех компонентов до избыточно высоких температур, хотя для полной газификации углерода достаточно иметь температуры порядка 1200°С [11,12]. Серьезной проблемой применения плазменных технологий для непрерывных процессов является низкая продолжительность работы плазмотронов [18]. Плазменные газификаторы могут работать только на постоянной потребляемой из сети мощности и не могут быть использованы как потребители-регуляторы нагрузок энергосистемы.

Заключение

Электротермические электродные газификаторы позволяют использовать дешевую электрическую энергию ночных минимумов для повышенной выработки высококачественного синтез-газа и получения ферросплавов и резко снижать потребление электроэнергии в часы максимума за счет перехода в автотермический режим газификации без снижения производительности по горючему газу. Потому энерготехнологические комплексы кроме получения полезных продуктов могут работать в качестве потребителя-регулятора мощности энергосистемы.

Исследованы возможности технологии газификации твердых видов топлив для создания маневренного потребителя электроэнергии (мощности) позволяющей:

- участвовать в управлении спросом на уровне мегаваттных мощностей и повышении эффективности работы электроэнергетических систем;
- комплексно перерабатывать твердые виды топлив, в том числе местные низкосортные и твердые углеродосодержащие отходы производства и потребления;
- строить системы коммунальной газификации районов, не имеющих доступ к источникам природного газа, повышая эффективность коммунальной энергетики.

Исследования выполнены при финансовой поддержке РФФИ и Кабинета Министров Чувашской республики в рамках научного проекта №18-48-210006.

Литература

- 1.Ольховский Г.Г. Газификация твердых топлив в мировой энергетике (обзор) // Теплоэнергетика. 2015. №7. С. 3-13.
- 2.Баласанов А.В. Перспективы использования высокотемпературной газификации твердого топлива в шлаковом расплаве // Уголь. 2013. № 9. С. 61-64.
- 3.Ермагамбет Б. Т. Газификация казахстанских сланцев и высокосольных углей в барботируемом шлаковом расплаве // Наука, техника, образование. 2016. №9(27). С. 26-29.
- 4.Сучков С.И. Эффективный способ модернизации устаревших угольных ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2016. №12. С. 23-34.
5. Jianyun Z. Efficiency of wet feed IGCC system with coal-water slurry preheating vaporization technology // Energy. 2013. pp. 1-9.
6. Батенин В.М. Энерготехнологические комплексы – реальный путь резкого повышения эффективности использования органических видов топлив // Электроэнергетика России: проблемы и перспективы труды научной. Сессии РАН. 2006. С.112-116.
7. Паршуков В.И. Энерготехнологический комплекс на основе технологий переработки отходов // Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. 2018. № 95. С. 66-77.
8. Пятагина М.В. Комплексное использование торфа на основании молекулярного состава его органической массы // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. Т. 19. № 5-6. С. 3-13.
9. Fereidoun R. Structure of peat soils and implications for water storage, flow and solute transport: A review update for geochemists // Chemical Geology. 2016. V. 429. pp. 75-84.
- 10.Вишняков Я. Д. Стратегический курс российской федерации на промышленную переработку отходов и вторичных ресурсов, экотехнопарки - основа отрасли. // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2017. №4. С. 151-157.
- 11.Афанасьев В.В, Ковалев В.Г, Тарасов В.А, и др. Электротермическая газификация твердых топлив // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1-2. Доступно по: <http://www.science->

education.ru/article/view?id=19836. Ссылка активна на: 15.07.2019.

12. Афанасьев В.В., Ковалев В.Г., Тарасов В.А. и др. Исследование физико-химических свойств газификации местных видов топлив // *Фундаментальные исследования*. 2016. №9. Ч. 2. С. 227-232.

13. Чередниченко В.С. Ресурсосбережение при эксплуатации рудовосстановительных электропечей в режимах ограничения энергообеспечения // *Электрометаллургия*. 2004. № 7. С. 28-36.

14. Mingaleeva G.R. Physico-chemical foundations of produced syngas during gasification process of various hydrocarbon fuels // *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2016. V. 18. pp. 297-304.

15. Pechenegov Yury Y. Oxidative pyrolysis of oil shale in tubular flow reactors with external heating // *Solid fuel chemistry*. 2017. V. 51. № 1. pp. 40-43.

16. Karpenko E.I. Plasma Aided Combustion and Fuels Utilization // *Proceedings of the tenth International Conference on Combustion and Energy Utilisation (10th ICCEU)*. Mugla University, Mugla, Turkey. 2010. pp. 2-9.

17. Карп И. Н. Использование кислорода и обогащенного кислородом воздуха в нагревательных печах, колодцах, стендах разогрева сталеразливочных ковшей // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2012. №3. С. 18-29.

18. Чередниченко М. В. Эрозия электродов плазмотронов при использовании различных источников питания // *Электрометаллургия*. 2017. №6. С. 2-7.

Авторы публикации:

Афанасьев Владимир Васильевич – д-р. техн. наук, зав. кафедрой теплоэнергетических установок Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова. E-mail: avvteo@mail.ru.

Ковалев Владимир Геннадьевич – канд. техн. наук, декан факультета энергетики и электротехники, Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова. E-mail: espp21@mail.ru.

Тарасов Владимир Александрович – канд. техн. наук, доц. кафедры теплоэнергетических установок, Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова. г. Чебоксары. E-mail: vladimir_tarasov@inbox.ru.

References

1. Ol'khovskii GG. Gasification of solid fuel in the global energy sector. *Heat power engineering*. 2015;7:3-13.

2. Balasanov AV, Usachev AB, Komkov AA, Fedorov AN. Prospects for the use of high-temperature gasification of solid fuels in the slag melt. *Dityatovskii. Ugol'*. 2013;9:61-64.

3. Ermagambet BT, Nurgaliev NU, Shalabaev Zha, Kholod AV, Zikirina A.M Gasification of Kazakhstan shale and high-ash coal in a sparged slag melt. *Science, technology, education*. 2016; 9(27): 26-29.

4. Suchkov SI, Suchkov VR, Kotler VA, et al. An effective way to upgrade obsolete coal-fired power plants. *Heat power engineering*. 2016;12:23-34.

5. Jianyun Z. Efficiency of wet feed IGCC system with coal-water slurry preheating vaporization technology. *Energy*. 2013. pp. 1-9.

6. Batenin VM, Maslennikov VM, Tolchinskii LS. Energy technology complexes-a real way to improve the efficiency of the use of organic fuels in energy technology complexes-a real way to dramatically increase the efficiency of the use of organic fuels in the Russian power industry: problems and prospects. *tr. science. session of RAS*. 2006. pp.112-116.

7. Parshukov VI, Efimov NN, Ikonnikov VK, et al. Energy technology complex based on waste processing Technology and technical means of mechanized production of agricultural crops. 2018;95: 66-77.

8. Pyatygina MV, Mingaleeva GR. Complex use of peat on the basis of the molecular composition of its organic mass. *Proceedings of higher educational institutions. Energy problem*. 2017;19(5-6):3-13.

9. Fereidoun R. Structure of peat soils and implications for water storage, flow and solute transport: A review update for geochemists. *Chemical Geology*. 2016;429:75-84.

10. Vishnyakov YaD, Kiseleva SP, Mar'ev VA, et al. The strategic course of the Russian Federation on the industrial processing of waste and secondary resources, ecotechnology of osnovateli. *Problems of mechanical engineering automation*. 2017;4:151-157.

11. Afanas'ev VV, Kovalev VG., Orlov VN, et al. Electrothermal gasification of solid fuels. Modern problems of science and education. 2015. Available at URL: <http://www.science-education.ru/article/view?id=19836>. Accessed to: 15.07.2019.

12. Afanas'ev VV, Kovalev VG, Orlov VN, et al. Study of the physicochemical properties of

gasification of local types of fuels. *Fundamental study*. 2016;9 (Pt2):227-232.

13. Cherednichenko VS, Popov AN, Khatsevskii VF. Resource conservation in the operation of ore recovery electric furnaces in modes of limiting energy supply. *Electrometallurgy*. 2004;7:28-36.

14. Mingaleeva GR. Physico-chemical foundations of produced syngas during gasification process of various hydrocarbon fuels. *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2016;18: 297-304.

15. Pechenegov Yury Y. Oxidative pyrolysis of oil shale in tubular flow reactors with external heating. *Solid fuel chemistry*. 2017;51(1):40-43.

16. Karpenko EI. Plasma Aided Combustion and Fuels Utilization. *Proceedings of the tenth International Conference on Combustion and Energy Utilisation (10th ICCEU)*. Mugla University, Mugla, Turkey. 2010. pp. 2-9.

17. Karp IN, Zaivyi AN, Martsevoi EP, et al. The use of oxygen and oxygen-enriched air in heating furnaces, wells, stands for heating of casting ladles. *Energy technology resource saving*. 2012;3:18-29.

18. Cherednichenko MV, Serikov VA, Butakov EB, et al. Erosion of plasma torch electrodes using different power sources. *Electrometallurgy*. 2017;6:2-7.

Authors of the publication

Vladimir V. Afanasyev – Chuvash State University, Cheboksary, Russia. E- mail: avvteo@mail.ru.

Vladimir G. Kovalev – Chuvash State University, Cheboksary, Russia. E- mail: espp21@mail.ru.

Vladimir A. Tarasov – Chuvash State University, Cheboksary, Russia. E-mail: vladimir_tarasov@inbox.ru.

Поступила в редакцию

18 августа 2019 г.

ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД ДЛЯ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСАХ

В.Р. Иванова*, И.Н. Киселев

Казанский Государственный Энергетический университет,
г. Казань, Россия

*ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7667-5456>
vr-10@mail.ru, igorkiselev17@gmail.com

Резюме: Актуальность исследования заключается в поиске энергосберегающих технологий. Так, в настоящее время, наиболее распространенным типом электропривода в промышленности является асинхронный, причем большинство из таких – нерегулируемые. Замена нерегулируемого электропривода на регулируемый в различных агрегатах позволяет существенно снизить потребление электроэнергии, увеличить срок службы механической части привода и повысить качество регулируемого технологического параметра. Замена заключается в установке между сетью и двигателем устройства – электронный преобразователь частоты. Данное устройство изменяет частоту вращения ротора двигателя за счет изменения частоты и амплитуды питающего напряжения. Наибольшее распространение получили преобразователи частоты с промежуточным звеном постоянного тока. Такие устройства построены на электронных ключах, которые выполнены на IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) транзисторах. С помощью программного обеспечения NI Multisim14 создана модель для определения экономии мощности при внедрении ЧРП.

В работе приводится обоснование внедрения частотно-регулируемого электропривода (ЧРП) для оптимизации технологических процессов в электротехнических комплексах и системах, в частности для примера представлен полный анализ энергоэффективности применения ЧРП в насосных системах водоснабжения. Также приведен расчет его экономической эффективности для конкретной установки.

Ключевые слова: преобразователь частоты, электропривод, энергосбережение, насосные установки, энергосбережение, частота, асинхронный двигатель.

Для цитирования: Иванова В.Р., Киселев И.Н. Частотно-регулируемый электропривод для энергосбережения и оптимизации технологических процессов в электротехнических комплексах // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 59-70. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-59-70.

FREQUENCY-ADJUSTABLE ELECTRIC DRIVE FOR ENERGY SAVING AND OPTIMIZATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN ELECTRICAL COMPLEXES

VR Ivanova*, IN Kiselev

Kazan state power engineering university, Kazan, Russia

*ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7667-5456>
vr-10@mail.ru, igorkiselev17@gmail.com

Abstract: The relevance of the study lies in the search for energy-saving technologies. So, at present, the most common type of electric drive in industry is asynchronous, most of which are unregulated. Replacing an unregulated electric drive with an adjustable one in various units can significantly reduce energy consumption, increase the life of the mechanical part of the drive and improve the quality of the adjustable process parameter. The replacement consists in installing an electronic frequency converter between the network and the motor of the device. This device changes the rotational speed of the motor rotor by changing the frequency and amplitude of the

supply voltage. The most common are frequency converters with an intermediate DC link. Such devices are built on electronic keys, which are made on IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) transistors. Using the NI Multisim14 software, a model was created to determine power savings during the implementation of VFD.

The paper gives the rationale for the introduction of a frequency-controlled electric drive (VFD) to optimize technological processes in electrical complexes and systems, in particular, a complete analysis of the energy efficiency of VFD application in pumped water supply systems is presented as an example. The calculation of its economic efficiency for a particular installation is also given.

Keywords: frequency converter, electric drive, energy saving, pumping units, energy saving, frequency, asynchronous motor.

For citation: Ivanova VR, Kiselev IN. Frequency-adjustable electric drive for energy saving and optimization of technological processes in electrical complexes. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):59-70. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-59-70.

Введение

Потребление электрической и тепловой энергии с каждым годом возрастает. При этом первичным источником энергии в подавляющем большинстве случаев являются не возобновляемые энергоресурсы (природный газ, нефть, каменный уголь и т. д.), запасы которых ограничены. Кроме этого, традиционная энергетика порождает экологические проблемы, такие как выбросы вредных веществ в атмосферу, радиоактивное загрязнение и т.д. Активно ведутся исследования в области возобновляемых источников энергии, однако доля выработки энергии, получаемой таким путем имеет малый процент. По вышеприведенным причинам проблема энергосбережения в настоящее время весьма актуальна. Для решения этой проблемы в развитых странах в сфере энергосбережения стали создаваться специальные программы и организации, издаваться законы, направленные на рациональное использование энергии. Анализ структуры потерь электроэнергии показывает, что 90% приходится на электропотребление и, учитывая то, что основным потребителем электроэнергии является электропривод (около 70%), очевидно, что в нем заключен большой потенциал энергосбережения. Наиболее распространенным типом электропривода в промышленности является асинхронный, причем подавляющее большинство таких электроприводов нерегулируемые (около 95%). Последние используются в массовых агрегатах, таких как насосы, компрессоры, вентиляторы, конвейеры и т.д. Замена нерегулируемого электропривода на регулируемый в данных агрегатах позволяет существенно экономить электроэнергию, увеличить срок службы механической части привода и повысить качество регулируемого технологического параметра [1-7]. Например, подача жидкостей с помощью насосов должна изменяться в зависимости от потребностей потребителей. Если частота вращения колеса центробежного насоса постоянна, то регулировать подачу насоса можно изменением поперечного сечения трубопровода, например, с помощью запорно-регулирующей арматуры. Насос в данном случае работает «в пустую» и создает избыточный напор, который может привести к гидравлическим ударам при пуске системы, к разрывам труб и т.д. Если же в данной системе использовать регулируемый привод, то можно плавно регулировать подачу насоса, при этом электроэнергия используется рационально и избыточный напор отсутствует.

Материалы и методы

Целью данной работы является обоснование преимуществ внедрения частотно-регулируемого привода (ЧРП) для оптимизации технологического процесса в насосных системах, а также расчет его экономической эффективности для конкретной установки с помощью программного обеспечения NI Multisim14.

В современном асинхронном регулируемом электроприводе между сетью и двигателем имеется устройство – электронный преобразователь частоты (ПЧ). Это устройство изменяет частоту вращения ротора двигателя за счет изменения частоты и амплитуды питающего напряжения. Преобразователи частоты в зависимости от структуры силовой части делятся на два типа: преобразователи частоты без промежуточного звена постоянного тока и преобразователи частоты с промежуточным звеном постоянного тока [10-14]. Последние получили наибольшее распространение. ПЧ такого типа могут быть трех видов: ПЧ с автономным инвертором тока (АИТ), ПЧ с автономным инвертором напряжения (АИН). Назначение элементов схемы приведем на примере ПЧ с АИН. В таком преобразователе используется трехфазный мостовой

неуправляемый выпрямитель на диодах $VD1$ - $VD6$. Емкостной фильтр предназначен для сглаживания пульсаций выпрямленного напряжения. Выпрямитель и фильтр образуют звено постоянного тока. Автономный инвертор напряжения, электронные ключи которого выполнены на $IGBT$ (*Insulated Gate Bipolar Transistor*) транзисторах $VD1$ - $VD12$, посредством широтно-импульсной модуляции преобразует постоянное напряжение в переменное с регулируемой частотой и амплитудой (рис.1).

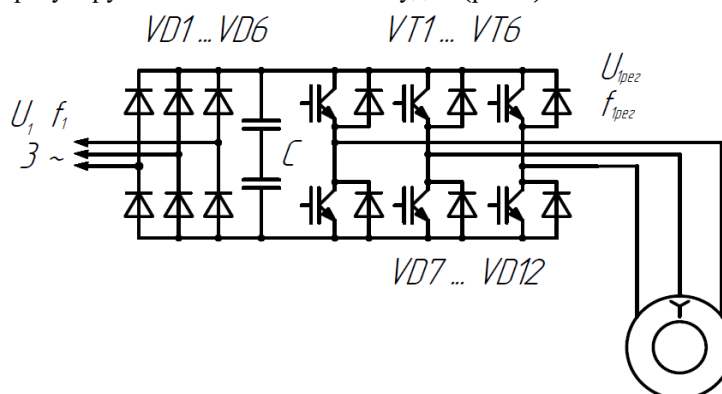


Рис. 1. Схема силовых цепей системы
«Преобразователь частоты – Асинхронный двигатель»

Применение $IGBT$ -транзистора связано с рядом достоинств таких как большое допустимое рабочее напряжение и ток; малая мощность, затрачиваемая на управление, т.е. управление производится напряжением, а не током базы, как у биполярного транзистора. Это значительно упрощает схемы управления транзисторами. Недостатком $IGBT$ -транзисторов является то, что они дороже полевых $MOSFET$ -транзисторов, которые также применяются в ПЧ. $MOSFET$ -транзисторы хорошо подходят для работы на частотах выше 20 кГц при напряжениях питания до 500 В, т.к. при низких напряжениях полевые транзисторы обладают меньшим сопротивлением, в то время как $IGBT$ хорошо работают на частотах до 20 кГц при напряжениях питания 1000 и более вольт.

Различают два вида управления двигателями с помощью ПЧ – это скалярное управление и векторное. В скалярном управлении питающее напряжение и частота изменяются по закону $\frac{U_1}{f_1^n} = \text{const}$. Скалярное управление применяется там, где не

нужна высокая точность регулирования, поэтому такой тип управления применяется для общепромышленных установок: насосов, вентиляторов, компрессоров. Реализация векторного управления имеет большую стоимость и с его помощью можно получить высокое качество и большой диапазон регулирования электропривода. ПЧ со скалярным управлением управляет одним электродвигателем или несколькими электроприводами, работающими во взаимосвязанном режиме. В этом случае установка преобразователя в комплексе с автоматизированной системой управления объектом позволяет расширить его функциональные возможности, повысить надежность системы и облегчить управление.

Использование ПЧ позволяет получить некоторые энергосберегающие эффекты. Радикальным отличием от нерегулируемого привода является то, что к рабочему органу технологической установки, согласно формуле мощности на валу $P = M \cdot \omega$, в любой момент времени подводится столько мощности, сколько требуется для надлежащего выполнения технологического процесса. При этом потери энергии минимальны не только в электроприводе, но и в технологической установке (например, отсутствие излишнего напора в насосных системах). ПЧ обеспечивают плавное и экономичное регулирование скорости в больших диапазонах (при одинаковой нагрузке и любой частоте вращения потери в электродвигателе постоянны), высокий и стабильный коэффициент мощности, что уменьшает потребление полной мощности из сети, особенно если двигатель подобран неправильно, т. е. работает с малым коэффициентом нагрузки, а следовательно с малым КПД и коэффициентом мощности (рис. 2).

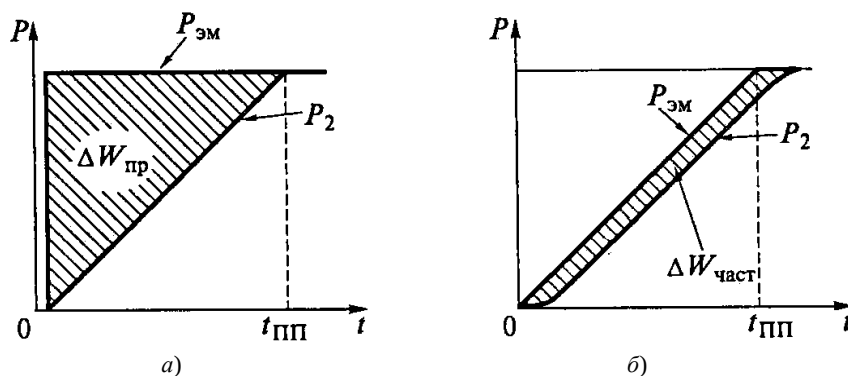


Рис. 2. Потери энергии при прямом (а) и частотном пуске (б)

Достоинством ПЧ при пуске и торможении является то, что он осуществляет плавное торможение и пуск по запрограммированным пользователем параметрам. Необходимость плавного пуска объясняется тем, что пусковой ток превышает номинальный у асинхронных двигателей в 5-8 раз и пусковой момент значительно превышает номинальный. Первое обстоятельство приводит к большому выделению тепла в обмотке статора, по этой причине изоляция обмотки может прийти в негодность, также может возникнуть понижение напряжения сети во время пуска, если двигатель имеет большую мощность, и появление следов нагара на контактах коммутационной аппаратуры. Большой пусковой момент двигателя может привести к гидравлическим ударам, рывкам в механизме, обрыву транспортных лент и т.д. Плавный останов двигателя позволяет избежать «всплеска» напряжения сети, как бывает при отключении мощного двигателя с помощью контактора, что может вывести из строя питаемые от этой сети электроприемники, а также позволяет избежать кавитации и гидроударов в насосных системах с высоким гидростатическим напором, обеспечивая плавное снижение скорости в процессе закрытия обратного клапана. Кроме того, преобразователи частоты имеют специальные возможности в зависимости от области применения. ПЧ в системах водоснабжения могут иметь такие функции, как контроль утечек, защита насоса от сухого хода, компенсация расхода и т.д. Таким образом, при помощи ЧРП достигается не только энергосбережение, но и повышение качества технологического процесса и увеличения срока службы оборудования. Однако у ЧРП имеются недостатки. Сюда можно отнести загрязнение питающей сети гармониками, перенапряжения в обмотке статора, волновые переходные процессы в системе ПЧ-АД. Эти проблемы решаются установкой фильтров и усилением изоляции обмоток, что является дополнительными затратами. Если низковольтная распределительная сеть оснащена установками компенсации реактивной мощности, то существует вероятность возникновения резонансных явлений. На низких скоростях из-за ухудшения условий охлаждения необходимо устанавливать дополнительный вентилятор со своим приводом [11-14].

Определение экономической эффективности является актуальной проблемой, т.к. ПЧ имеет внушительную стоимость и потребителю необходимо иметь гарантии того, что вложенные средства окупятся, причем желательно за короткие сроки [8-10]. Кроме того, препятствием для применения ЧРП являются причины организационного характера, которые часто заключаются в том, что руководители предприятий не желают заменять неэффективно функционирующее с точки зрения энергосбережения оборудование на новое энергосберегающее. Для решения этой проблемы опять же необходимо обосновать возможность получения прибыли от внедрения ЧРП.

ЧРП обеспечивает не только экономию электроэнергии или тепла, но и создает выгоду за счет уменьшения количества аварий, затрат на ремонт, сокращения численности обслуживающего персонала. Это должно быть учтено при определении экономического эффекта.

К сожалению, универсальной методики оценки экономической эффективности не существует в связи с большим разнообразием технологических процессов. Но провести оценку экономической эффективности можно для отдельных установок, причем часто это производится на основе экспериментальных данных или с помощью специализированных пакетов программ. Рекомендации, разработанные в Московском энергетическом институте (МЭИ) совместно с Научно-исследовательским институтом электроэнергетики (АО ВНИИЭ), могут помочь сотрудникам предприятий, на которых

планируются или уже проводятся мероприятия по энергосбережению и оптимизации технологических процессов. Ими разработана методика оценки экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода в системах водоснабжения зданий, а также разработана «Инструкция по расчету экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода», согласованная с Главгосэнергонадзором и утверждена Минтопэнерго. Примером прикладных программ по оценке экономической эффективности от внедрения ЧРП является программное обеспечение *Eco8*, разработанное французской компанией *Schneider Electric*. Оно позволяет рассчитать экономию электроэнергии при регулировании подачи изменением частоты вращения в насосных системах в сравнении с использованием нерегулируемого электропривода.

Энергосбережение в насосных системах является актуальной проблемой по двум причинам. Во-первых, согласно исследованиям 72% электроэнергии потребляется электродвигателями, причем 63% от этой величины используется в электроприводах насосов, вентиляторов и компрессоров. Во-вторых, за счет того, что центробежные насосы и вентиляторы, имеют квадратичную механическую характеристику: увеличение скорости вращения пропорционально квадрату момента нагрузки на валу двигателя. Поэтому мощность на валу двигателя имеет кубическую зависимость от скорости вращения. Следовательно, даже небольшое снижение скорости двигателя может дать значительный выигрыш в мощности, поэтому экономия электроэнергии является главным преимуществом использования ЧРП для центробежных насосов и вентиляторов [15-19].

Результаты

На насосных станциях системы водоснабжения величина подачи определяется потребностями потребителя. Регулировать подачу насоса можно путем изменения частоты вращения колеса или без изменения частоты вращения, например, при помощи клапанов, установленных за насосом (дросселирование), путем использования байпасной линии, параллельным включением насосов и т.д. В случае дросселирования, когда все клапаны распределительной сети открыты, характеристика сети представляет собой кривую 2 (рис. 3) и точка А является рабочей точкой сети и насоса. При дросселировании гидравлическое сопротивление трубопровода возрастает, характеристика сети 3 более круто возрастает и точка В является рабочей точкой сети и насоса.

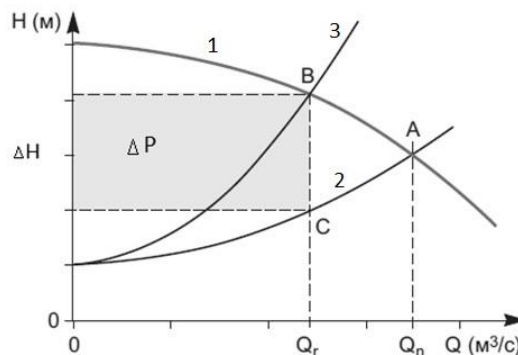


Рис. 3. Регулирование дросселированием: 1 – естественная характеристика насоса; 2 – естественная характеристика сети; 3 – характеристика сети с дроссельным регулированием

Чтобы обеспечить величину подачи Q_r достаточно напора, соответствующего точке С. Поэтому затененная площадь – это потери энергии на клапанах ΔP . Они возникают за счет избытка напора ΔH . Избыточный напор может привести к гидравлическим ударам при пуске системы, к разрывам труб.

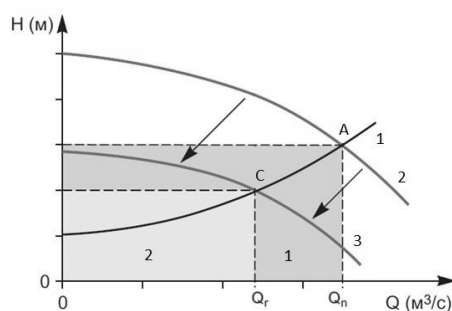


Рис. 4. Регулирование подачи насоса при переменной частоте вращения: 1 – естественная характеристика сети; 2 – естественная характеристика насоса; 3 – характеристика насоса при пониженной частоте вращения

Избежать потерь можно, изменяя вид характеристики насоса за счет изменения частоты вращения колеса центробежного насоса, т.е. за счет применения частотно-регулируемого привода. В данном случае точка С (рис. 4) достигается путем смещения характеристики насоса к началу координат, при этом потребление электроэнергии, пропорциональное произведению Q и H снижается (площадь прямоугольника 2 меньше площади 1) и отсутствуют потери на клапанах.

Для анализа энергоэффективности от применения преобразователя частоты был выбран центробежный насос К150-125-250 с приводным электродвигателем АИР160S4. Технические характеристики насоса К150-125-250 представлены в таблице 1.

Таблица 1

Технические характеристики насоса К150-125-250

Марка агрегата	Подача, м³/ч	Напор, м	Рабочая зона, м³/ч	Марка АД	Мощность АД, кВт	Частота, об/мин
1	2	3	4	5	6	7
К 50-125-250	200	20	120...240	АИР160S4	15	1500

Для упрощения анализа работы центробежного насоса рассматриваются характеристики системы трубопроводов без противодавления (статического напора). В этом случае можно использовать формулы подобия. Кроме того считаем, что характеристика насоса имеет вид $H_*=1$.

В качестве графика расхода в течение суток рассматриваем график $Q(t)$ (Рис.5), который в каждом отдельном случае различается в зависимости от вида потребителя или технологического процесса.

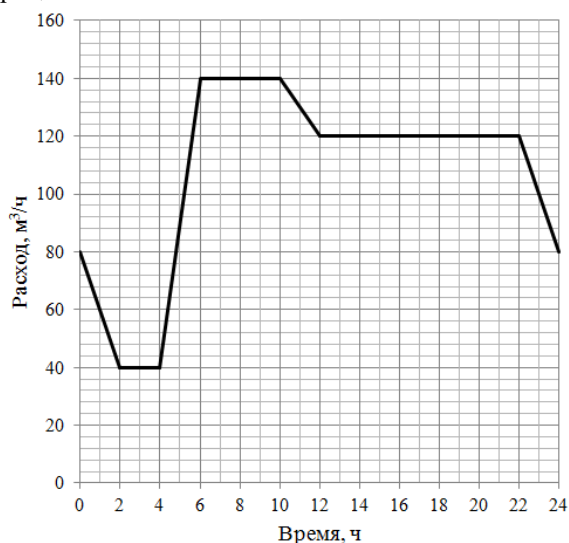


Рис. 5. Зависимость расхода в течение суток

Номинальная мощность, потребляемая насосом:

$$N_{\text{ном}} = \frac{H_{\text{ном}} \cdot Q_{\text{ном}}}{367 \cdot \eta_{\text{ном}}} = \frac{20 \cdot 200}{367 \cdot 0,8} = 13,62 \text{ кВт.} \quad (1)$$

Потребляемая центробежным насосом мощность при номинальной частоте вращения, т.е. при регулировании дросселированием, кВт:

$$N_{\text{др}}(Q) = N_{\text{ном}}(0,4 + 0,6 \cdot \frac{Q}{Q_{\text{ном}}}) = 13,62(0,4 + 0,6 \cdot \frac{Q}{200}) = 5,45 + 0,041 \cdot Q. \quad (2)$$

Потребляемая центробежным насосом мощность при частотном регулировании, кВт:

$$N_{\text{чр}}(Q) = N_{\text{ном}}(\frac{Q}{Q_{\text{ном}}})^3 = 13620(\frac{Q}{200})^3 = 1,7 \cdot 10^{-6} \cdot Q^3. \quad (3)$$

Минимальная потребляемая насосом мощность при дросселировании по формуле (1) равна 5,45 кВт, номинальная – 13,62 кВт, т. е. коэффициент использования при наименьшей нагрузке $k_3 = 0,4$. При таком значении k_3 и более КПД двигателя приблизительно равен номинальному [3, с. 78]. Современные ПЧ обеспечивают экономичное регулирование скорости, высокий и стабильный коэффициент мощности [1, с. 101]. Таким образом, в данных условиях при частотном регулировании и при регулировании дросселированием потери в электродвигателе приблизительно равны, т.е. $\Delta P_{\text{др}} \approx \Delta P_{\text{чр}} \approx \Delta P_{\text{ном}}$.

Экономия мощности при внедрении ЧРП:

$$\Delta N(Q) = N_{\text{др}}(Q) + \Delta P_{\text{др}} - (N_{\text{чр}}(Q) + \Delta P_{\text{чр}}) = 5,45 + 0,041 \cdot Q - 1,7 \cdot 10^{-6} Q^3. \quad (4)$$

Используя зависимости $Q(t)$ и (4), при помощи Excel строим график экономии мощности в течение дня $\Delta N(Q(t))$ (Рис. 6).

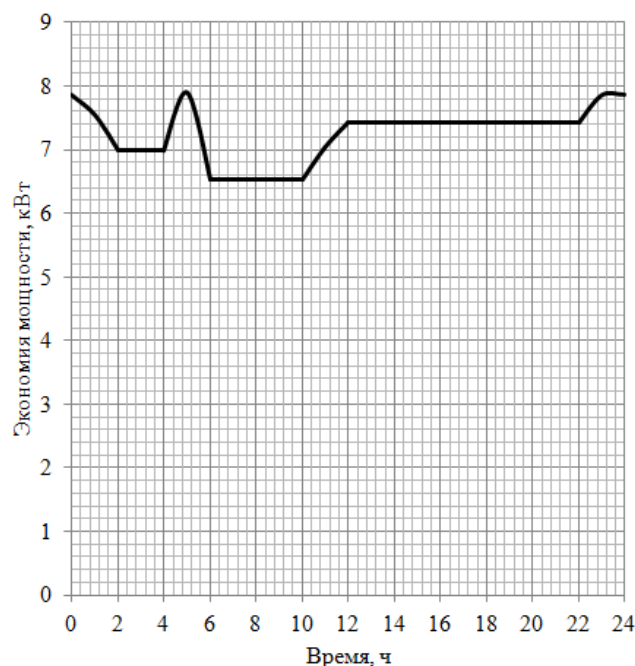


Рис. 6. Зависимость экономии мощности в течение суток при использовании ЧРП вместо дросселирования

Оказывается, что при данном графике расхода экономия мощности равна 7,25 кВт и максимальное отклонение от этого значения не превышает 10 % от этого значения. Измерим эту же экономию мощности в созданной модели (Рис.7) в среде NI Multisim14. В собранной схеме имеется электродвигатель M1, по характеристикам имитирующий электродвигатель АИР160S4, центробежный насос U1, колесо которого приводится во вращение от электродвигателя M1; трехфазный источник ЭДС V1, имитирующий электрическую сеть 380/220 В частотой 50 Гц, служащую источником питания электродвигателя M1.

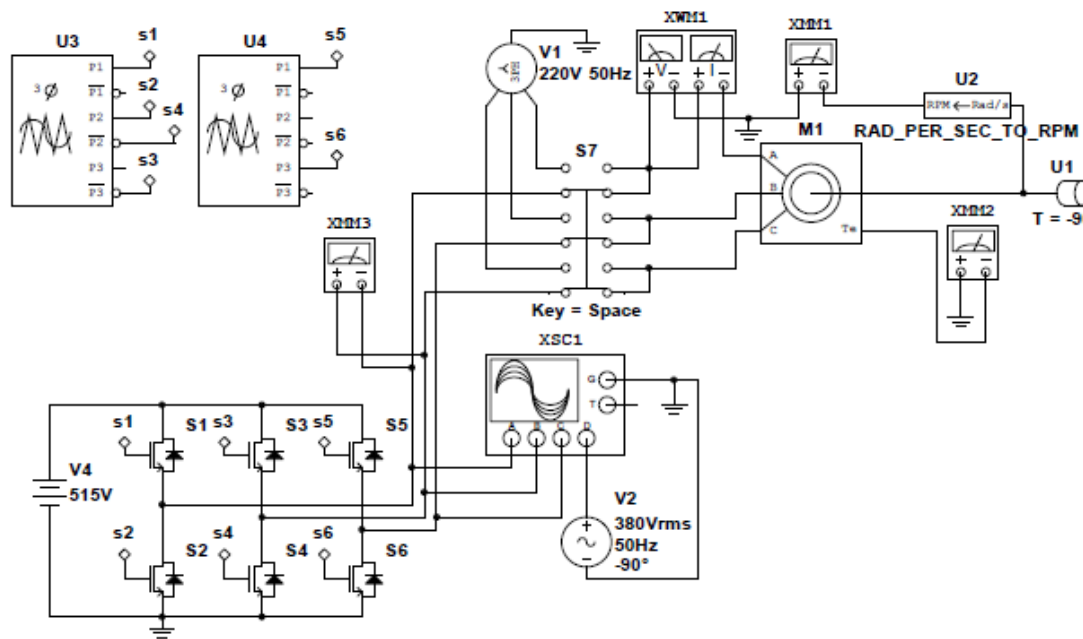


Рис. 7. Модель для определения экономии мощности при внедрении ЧРП

Для симуляции ПЧ имеется автономный инвертор напряжения (АИН) на *IGBT*-транзисторах S1-S6. Выходное напряжение трехфазной мостовой схемы имитируется источником постоянной ЭДС V4. Коммутация ключей S1-S6 управляется широтно-импульсными модуляторами U3, U4, выходные импульсы которых частотой 2 кГц и амплитудой 10 В подаются на затворы транзисторов S1-S6. Один ШИМ-модулятор состоит из 6 компараторов: на инвертирующий вход операционного усилителя (ОУ) подается пилообразное опорное напряжение частотой 2 кГц, на не инвертирующий вход подается управляющее синусоидальное напряжение. Частота этого напряжения задает частоту трехфазного выходного напряжения АИН.

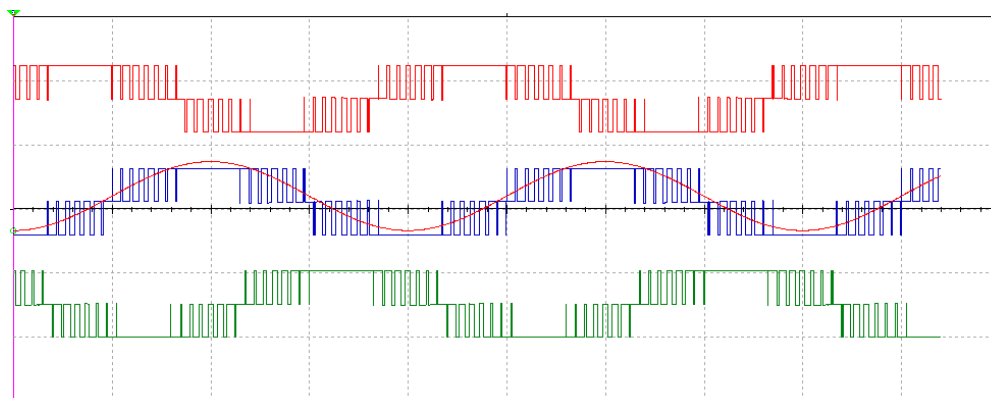


Рис. 8. Осциллограммы выходного напряжения АИН

Импульсы от U3, U4 подаются на управляющие электроды транзисторов в такой последовательности, чтобы на выходе АИН было 3 модулированных сигнала, средние напряжения которых образуют трехфазную симметричную систему, которую можно наблюдать осциллографом XSC1 (Рис. 8). Отношение амплитуды управляющего напряжения к амплитуде пилообразного напряжения позволяет изменять время импульса, т.е. изменять скважность. Опытным путем установлена зависимость выходного напряжения АИН от этого отношения (Рис. 9).

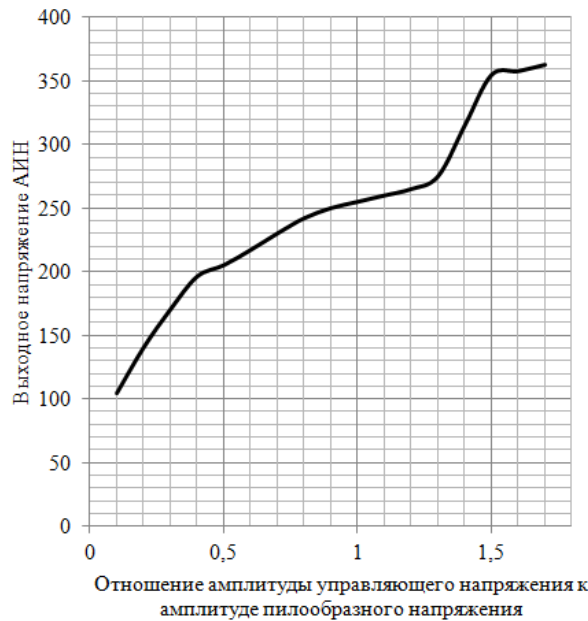


Рис. 9. Зависимость выходного напряжения АИН от отношения амплитуд входных сигналов ШИМ-модулятора

Также в схеме имеются следующие измерители: $XWM1$ – ваттметр, измеряющий потребляемую мощность фазой двигателя $M1$; $XMM1$ – измеритель частоты вращения вала с преобразователем $U2$ (преобразует рад/с в об/мин), $XMM2$ – измеритель электромагнитного момента двигателя.

Для определения потребляемой мощности при дросселировании нужно переключатель $S7$ перевести в верхнее положение, т.е. питать от источника неизменной частоты $V4$. Затем нужно найти момент сопротивления насоса при данной подаче и определить потребляемую мощность и утроить ее.

Момент сопротивления насоса определяется по формуле, Н·м:

$$M_C = \frac{N}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{N}{\omega_0(1-s_{\text{ном}})} = \frac{5450 + 41 \cdot Q}{157,1 \cdot (1 - 0,03)} = 35,77 + 0,27 \cdot Q, \quad (5)$$

где частота вращения считается номинальной и неизменной, т.к. естественная механическая характеристика асинхронного двигателя является жесткой и скорость изменяется не существенно.

Измерим потребляемую мощность при дросселировании через каждые 2 часа и сведем в табл. 2.

Для определения потребляемой мощности при частотном регулировании нужно переключатель $S7$ перевести в нижнее положение. Момент сопротивления центробежного насоса при частотном регулировании определяется по формуле, Н·м [6, с. 378]:

$$M_C = \frac{N_{\text{др}}}{\omega} = \frac{N_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}^3} \cdot \omega^2 = \frac{13620}{152,4^3} \cdot \omega^2 = 3,85 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2. \quad (6)$$

Находим напряжение источника ЭДС $V4$ как среднее значение выходного напряжения трехфазного моста [5, с. 233]:

$$V = 2,34 \cdot U_{\phi} = 2,34 \cdot 220 = 515B. \quad (7)$$

Современные ПЧ обеспечивают экономичное регулирование скорости, высокий и стабильный коэффициент мощности [1, с. 101], поэтому считаем что двигатель работает с $S_{\text{ном}}$. Частота вращения и подача насоса связаны выражениями:

$$\omega = \frac{2\pi f}{p} \cdot (1 - S_{\text{ном}}) \quad (8)$$

$$\frac{Q}{Q_{\text{ном}}} = \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}. \quad (9)$$

Из (8) и (9) получаем

$$f(Q) = \frac{\omega \cdot p}{2\pi \cdot (1 - S_{\text{НОМ}})} = \frac{Q \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot p}{2\pi \cdot Q_{\text{НОМ}} (1 - S_{\text{НОМ}})} = \frac{157,1 \cdot 2 \cdot Q}{2\pi \cdot 200 \cdot (1 - 0,03)} = 0,26 \cdot Q. \quad (10)$$

По (10) находим f при данном Q . По учебному пособию закон частотного регулирования выглядит так:

$$\frac{U_{\text{Л}}}{f} = K, \quad (11)$$

где K – коэффициент, $U_{\text{Л}}$ – выходное линейное напряжение ПЧ.

Находим коэффициент K из номинальных данных:

$$K = \frac{380}{50} = 7,6 \text{ В / Гц}.$$

Далее находим $U_{\text{Л}}$ для данного f по (11), затем по графику рис. 5 определяем отношение амплитуды управляющего напряжения к амплитуде пилообразного напряжения и измеряем потребляемую мощность (Табл. 2).

Таблица 2

Опытное определение экономии мощности при внедрении ЧРП

Время, ч	Подача, м³/ч	Дросселирование		ЧРП			Экономия мощности, кВт
		Момент сопротивления, Н·м	Мощность, кВт	Частота f , Гц	Напряжение $U_{\text{Л}}$, В	Мощность, кВт	
0	80	57,37	9,5	20,8	158,08	1,5	8
2	40	46,57	7,7	10,4	79,04	0,3	7,4
4	40	46,57	7,7	10,4	79,04	0,3	7,4
6	140	73,57	12,3	36,4	276,64	6	6,3
8	140	73,57	12,3	36,4	276,64	6	6,3
10	140	73,57	12,3	36,4	276,64	6	6,3
12	120	68,17	11,4	31,2	237,12	3,9	7,5
14	120	68,17	11,4	31,2	237,12	3,9	7,5
16	120	68,17	11,4	31,2	237,12	3,9	7,5
18	120	68,17	11,4	31,2	237,12	3,9	7,5
20	120	68,17	11,4	31,2	237,12	3,9	7,5
22	120	68,17	11,4	31,2	237,12	3,9	7,5
24	80	57,37	9,5	20,8	158,08	1,5	8

Из таблицы видно, что экономия мощности в опыте получается практически одинакова с расчетным значением. Из этого можно сделать вывод, что в программе *NI Multisim 14* показанным способом можно определять экономию мощности при внедрении ЧРП. Для этого нужно иметь технические данные насоса и электродвигателя, а также знать с какой подачей работает насос.

Выводы

Из анализа можно сделать несколько выводов. Во-первых, экономия мощности постоянна и максимальна при расходе насоса ниже 70% при данном графике потребления воды. Во-вторых, уменьшение потерь в двигателе незначительно и практически не влияет на величину снижения потребляемой двигателем мощности при установке ПЧ. В-третьих, достаточно быстрая окупаемость и дальнейшая экономия финансовых средств.

Литература

- 1.Абрамов Б.И., Коган А.И., Бреслав Б.М., и др. Частотно-регулируемый электропривод буровых установок БУ-4200/250 // Электротехника. М.: Издательство. Фирма Знак. 2009. №1. С.8- 13.
- 2.Авербух М.А. Анализ электродинамических процессов и электромагнитной совместимости частотного электропривода в пакете MATLAB 7.12 // Известия высших учебных заведений. Электромеханика 2014. №4. С.57-62.

3. Бабакин В.И. Энергосберегающий частотно-регулируемый электропривод кустовой насосной станции // *Электротехника: сетевой электронный научный журнал*. 2014. Т.1. №2. С.21-25.
4. Глоба М.Д. Разработка программного комплекса для дистанционного управления частотным электроприводом // *Научно-образовательный потенциал молодежи в решении актуальных проблем XXI века*. №4. 2016. С. 204-206.
5. Иванова В.Р. Исследование работоспособности асинхронных электродвигателей совместно с преобразователем частоты // *Материалы 1 Всероссийской научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития электроэнергетики и электротехники»*. 2019. С. 283-286.
6. Иванова В.Р. Разработка критериев оценки принимаемых решений в области проектирования, создания и эксплуатации активно-адаптивных электроэнергетических систем // *Материалы международной научной конференции «Высокие технологии и инновации в науке»*. СПб: 2018. С. 112-116.
7. Иванова В.Р. Разработка учебного стенда для эффективной и безопасной эксплуатации резервного электроснабжения на промышленных предприятиях // *Известия высших учебных заведений.. Проблемы энергетики*. 2018. №9-10. С.165-169
8. Ivanova VR. The analysis of Measurements of Indicators of Quality of the Electric Power and Calculation of Economic Efficiency After Installation of the Booster Transformer OA. *International multi-conference on industrial engineering and modern technologies, Fareastcon 2018*. Vladivostok, 03-04 Okt. 2018.
9. Кочегаров М.В, Муконин А.К, Питолин В.М. О работе преобразовательных устройств для частотного электропривода // *Вестник Воронежского государственного технического университета*, 2012. Т. 8. №3. С.166-168.
10. Крысанов В.Н. Разработка адаптивной АСУТП теплоснабжения на примере индивидуального теплового пункта // *Материалы 17 Международного семинара «Физико-математическое моделирование систем»*, 2017. С.79-83.
11. Ланген А.М. Частотно-регулируемый асинхронный электропривод двухмассовой системы // *Электричество*. Изд. НИУ МЭИ. 1994. С.35-41
12. Макаров А.Н. Автоматизированный электропривод с частотным управлением по датчику гидростатического давления // *Вестник Машиностроения*. 2017. №3. С.53-10.
13. Мамедов Ф.А. Линейный электропривод с однофазным частотным преобразователем для вибропневмосепаратор // *Сборник трудов международной научно-технической конференции «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве»*, 2010. Т.3. С.161-164.
14. Мещеряков В.Н. Энергосберегающий каскадно-частотный электропривод для турбомеханизмов нефтегазовой отрасли // *Сборник статей конференции «Булатовские чтения»*, 2018. Т.6. С.218-220.
15. Новиков Е.А. Применение учебного стенда для изучения частотных преобразователей в учебном процесс // *Сборник трудов конференции «Актуальные вопросы преподавания технических дисциплин»*. 2016. С.232-237.
16. Panasetky D. Simplified variable frequency induction-motor drive model for power system stability studies and control // *IFAC-Papersonline*. 2016/ Т.49. №47. pp.451-456.
17. Филонов С. А. Частотно-регулируемый электропривод как способ оптимизации электропотребления // *Сборник трудов конференции «Наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения»*. 2018. С.197-204.
18. Хворостенко С.В. Синтез пассивных фильтрокомпенсирующих устройств для ослабления высших гармоник в цеховых сетях электроснабжения с нелинейными потребителям // *Интеллектуальная электротехника*. 2019. №1(5). С.84-93.
19. Шабанов В.А. Ресурсосберегающий эффект от использования функции подхвата преобразователя частоты электропривода при авторотации вентиляционных установок // *Энергобезопасность и энергосбережение*. 2019. №2. С.34-39.

Авторы публикации

Иванова Виля Равильевна — канд. техн. наук, доцент кафедры «Электрооборудование и электрохозяйство предприятий, организаций и учреждений», Казанский Государственный энергетический университет». E-mail:vr-10@mail.ru.

Киселев Игорь Николаевич — студент, Казанский Государственный энергетический университет. E-mail:igorkiselev17@gmail.com.

References

1. Abramov BI. Frequency-adjustable electric drive for drilling rigs BU-4200/250. *Electrical engineering*. M.: 2009;1:8-13.
2. Averbukh MA Analysis of electrodynamic processes and electromagnetic compatibility of the frequency electric drive in the MATLAB package 7.1. *News of higher educational institutions. Electromechanics*. 2014;4:57-62.
3. Babakin VI. Energy-saving frequency-controlled electric pumping station pump. *Electrical Engineering: a networked electronic scientific journal*. 2014;1(2):21-25.
4. Globa MD. *Development of a software system for remote control of a frequency electric drive*. The scientific and educational potential of young people in solving actual problems of the 21st century. 2016;4:204-206.
5. Ivanova VR. Investigation of the performance of asynchronous electric motors together with a frequency converter. *Proceedings of the 1st All-Russian Scientific and Practical Conference "Problems and Prospects for the Development of the Electric Power Industry and Electrical Engineering"*. 2019. pp. 283-286.
6. Ivanova VR. Development of criteria for assessing decisions made in the design, creation and operation of active-adaptive electric power systems. *Proceedings of the international scientific conference "High Technologies and Innovations in Science"*. St. Petersburg. 2018. pp. 112-116.
7. Ivanova VR. Development of a training facility for the efficient and safe operation of backup power supply at industrial enterprises . *Proceedings of higher educational institutions. Energy problems*. 2018;9-10:165 -169.
8. Ivanova VR. The analysis of Measurements of Indicators of Quality of the Electric Power and Calculation of Economic Efficiency After Installation of the Booster Transformer OA. *International multi-conference on industrial engineering and modern technologies, Fareastcon 2018*. Vladivostok, 03-04 Okt. 2018.
9. Krysanov VN. *Development of an adaptive heat supply process control system on the example of an individual heat supply station*. Proceedings of the 17 th International Seminar "Physical and Mathematical Modeling of Systems". 2017. pp. 79-83.
10. Kochegarov MV. About the work of converters for frequency electric drive. *Bulletin of the Voronezh State Technical University*. 2012;8(3):166-168.
11. Langen AM. Frequency-controlled asynchronous electric drive of a two-mass system. *Electricity. Ed. SRU MPEI*. 1994. pp. 35-41
12. Makarov AN. Automated electric drive with frequency control by hydrostatic pressure sensor *Bulletin of Machine Building*. 2017;3:53-10.
13. Mamedov FA. Line, 2017ar electric drive with single-phase frequency converter for vibropneumatic separator. *Collected Works of the International Scientific and Technical Conference "Energy Supply and Energy Saving in Agriculture"*. 2010;3:61-164.
14. Meshcheryakov VN. Energy-saving cascade-frequency electric drive for turbomechanisms of the oil and gas industry . Collection of articles of the conference "Bulat readings". 2018;6:218-220.
15. Novikov EA. Application of the training stand for studying frequency converters in the educational process. *Proceedings of the conference "Actual issues of teaching technical disciplines,"* 2016. pp. 232-237.
16. Panasetsky D. *Simplified variable frequency induction-motor drive model for power system stability studies and control* . IFAC-Papersonline. 2016;49(47):451-456.
17. Filonov SA, Pribylova NV, Soldatov YuI. Frequency-controlled electric drive as a way to optimize power consumption . *Proceedings of the conference "Science and education at the present stage of development: experience, problems and ways to solve them"*. 2018. pp.197-204.
18. Khvorostenko SV. Synthesis of passive filter-compensating devices for attenuating higher harmonics in shop-side power supply networks with non-linear consumers. *Intellectual Electrical Engineering*. 2019;1(5):84-93.
19. Shabanov VA. Resource-saving effect from the use of the pickup function of the frequency converter of the electric drive during the autorotation of ventilation systems. *Energy Security and Energy Saving*. 2019;2:34-39.

Authors of the publication

Viliya R. Ivanova – Kazan state power engineering university, Kazan, Russia. E-mail:vr-10@mail.ru.

Igor N. Kiselev – Kazan state power engineering university, Kazan, Russia. E-mail:igorkiselev17@gmail.com.

ОЦЕНКА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ ВОДЫ И ВОЗДУХА НА ЛАБОРАТОРНОЙ ГРАДИРНЕ

А.И. Бадриев^{1*}, С.М. Власов²

¹Казанский федеральный университет, г. Казань, Россия

²Казанский государственный энергетический университет,
г. Казань, Россия

ORCID*: <https://orcid.org/0000-0002-6963-5149>, aibadriev@gmail.com

Резюме: установлено снижение эффективности башенной градирни ТЭС, особенно в летнее время года. Выдвинуто, что одной из причин снижения производительности могут стать неравномерности распределения потоков. Проведены натурные эксперименты по исследованию распределения плотности орошения воды и воздушного потока башенной градирни БГ-2600 тепловой электроцентрали. Получены фактические рабочие характеристики охлаждающего устройства с учётом неравномерности потоков. Ввиду влияния внутренних и внешних факторов на показатели натурной башенной градирни, проверены рабочие характеристики на её лабораторной установке. Выполнен экспериментальный анализ распределения плотности орошения и скорости воздуха на лабораторной модели градирни. Подтверждены полученные экспериментальным способом рабочие характеристики натурной башенной градирни на лабораторной установке: зависимости скорости воздуха, перепада температуры воды и охлаждающей мощности от распределения плотности орошения. Учёт неравномерности потоков воды и воздуха является важной задачей при проектировании и эксплуатации башенных градирен. Сформулирована проблема рационального распределения плотности орошения и воздушного потока в башенной градирне.

Ключевые слова: башенная градирня, лабораторная модель, рабочие характеристики, неравномерности потоков.

Благодарности: автор статьи выражает безмерную благодарность и светлую память научному руководителю д.т.н., профессору Шарифуллину В.Н.

Для цитирования: Бадриев А.И., Власов С.М. Оценка распределения потоков воды и воздуха на лабораторной градирне // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 71-78. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-71-78.

ESTIMATION OF THE DISTRIBUTION OF WATER AND AIR FLOWS IN A LABORATORY COOLING TOWER

AI Badriev^{1*}, SM Vlasov²

¹Kazan Federal University, Kazan, Russia

²Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

ORCID*: <https://orcid.org/0000-0002-6963-5149>, aibadriev@gmail.com

Abstract: a decrease in the efficiency of the tower cooling tower of the TPP was found, especially in the summer. It has been proposed that one of the reasons for the decrease in productivity may be uneven distribution of flows. Experimental studies of the density distribution of irrigation water and air flow of a tower cooling tower have been carried out. The actual operating characteristics of the cooling device are obtained taking into account the uneven flow. Due to the influence of internal and external factors on the performance of the full-scale tower, it was decided to check the performance at its laboratory installation. An experimental analysis of the distribution of irrigation density and air velocity was performed on a laboratory model of a cooling tower. The experimental characteristics of the full-scale tower cooling tower in a laboratory installation were confirmed: the dependence of air speed,

temperature drop of water and cooling power on the distribution of irrigation density. Taking into account the uneven flow of water and air is an important task in the design and operation of tower towers. The problem of rational distribution of irrigation density and air flow in a tower cooling tower is formulated.

Keywords: *natural draft cooling tower, working characteristics, non-uniformity flows.*

Acknowledgments: *the author of the article expresses many thanks and cherished memory to the supervisor of studies, Doctor of Technical Sciences, Professor Sharifullin V.N.*

For citation: Badriev AI, Vlasov SM. Estimation of the distribution of water and air flows in a laboratory cooling tower. Power engineering: research, equipment, technology.2019;21(5):71-78. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-71-78.

Введение

Эффективность работы башенных градирен во многом определяет расход условного топлива на производство электроэнергии, глубину вакуума в конденсаторах, а также мощность паровой турбины [1-3]. Однако, на производстве довольно часто сталкиваются с недоохлаждением воды в аппарате. Одной из причин снижения эффективности может стать возникновение неравномерности потоков в объеме башенной градирни [4]. Поэтому, актуальным явилось исследование эффективности охлаждения башенных градирен, работающих в условиях неравномерности распределения воды и воздуха.

Литературный обзор

Для определения охлаждающей способности башенных градирен применяют номограммы. В зарубежной литературе, как правило, используют обобщенные номограммы, предназначенные для разных типов градирен [5]. Они являются своего рода универсальными, но не позволяют точно определить охлаждающую способность аппарата. Чтобы получить достаточно точные показатели эффективности, необходимо учитывать конструктивные параметры и предел охлаждения, а также принимать во внимание высоту башни, тип оросителя, способ потока воды (поперечный или противоточный). Так, в отечественной литературе, с учётом конструктивных особенностей, для башенных градирен нормативные характеристики предложено строить, например, по методике [6]. Это позволяет получить нормативные характеристики, соответствующие конкретному типу башенной градирни. Тем не менее, в процессе эксплуатации, конструктивные элементы башенных градирен подвергаются разрушению, что может стать причиной явления неравномерности потоков и, значит, спада эффективности аппарата.

Проанализировать неравномерности распределения воды и воздуха можно с помощью рабочих характеристик башенной градирни [7]. Однако, ввиду воздействия внешних и внутренних факторов на натурные измерения аппарата, возникает необходимость подтверждения построенных рабочих характеристик. Поэтому, целью работы стала проверка рабочих характеристик башенной градирни, полученных в условиях неравномерности потоков воды и воздуха, на лабораторной установке [7, 8].

Материалы и методы

На первом этапе проведены натурные экспериментальные измерения скорости воздуха башенной градирни БГ-2600, при температуре атмосферного воздуха от 25 до 31 °С. Каждая секция башенной градирни была разбита на участки, в которых произведены измерения скоростей воздуха. Проведены три параллельных эксперимента, с помощью поверенного анемометра АТТ-1004. В результате, получено как посекционное, так и радиальное распределение воздушного потока [8, 9]. Обработка экспериментальных данных показала, что существует неравномерность в размере 20,8 % при средней скорости воздуха 2,16 м/с.

С целью выявления причин возникновения установленной неравномерности воздуха, принято выполнить эксперимент распределения орошения воды в башенной градирне. Так, проведены 3 параллельных эксперимента по замеру плотности орошения воды в секциях аппарата. Эксперимент основывался на измерениях времени наполнения емкости водой, что позволило рассчитать плотности орошения в каждой секции башенной градирни. Был собран большой статистический материал, при котором установлена неравномерности плотности орошения воды по секциям в размере 33 % от среднего

значения $3,4 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

Экспериментальные исследования распределения воздушного потока и орошения воды позволили установить их связь. В результате, построена регрессионная зависимость двух параметров – скорости воздуха и плотности орошения, в условиях их неравномерности распределения (рис. 1).

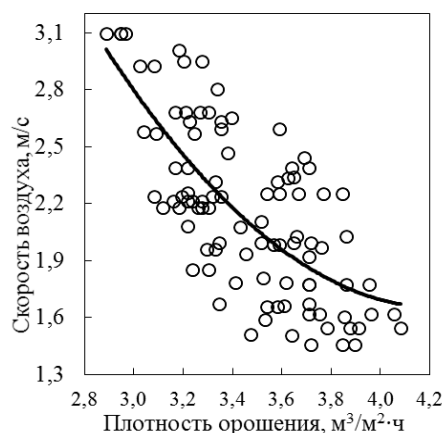


Рис. 1. Скорость воздуха при распределении орошения воды башенной градирни

Полученная рабочая характеристика башенной градирни описывается уравнением параболического типа с коэффициентом корреляции 0,53:

$$w = 0,44 \cdot q^2 - 3,66 \cdot q + 8,65, \quad (1)$$

где w – скорость воздуха, м/с; q – плотность орошения башенной градирни, $\text{м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

Как видно, коэффициент корреляции установленной зависимости распределения воды и воздуха свидетельствует об умеренной степени связи. Предположительно, это может быть связано с тем, что на распределение воздуха влияют и другие немаловажные факторы, например, скорость ветра, гидродинамическое сопротивление, конструктивные особенности градирни и т.д.

Для подтверждения установленной зависимости скорости воздуха и плотности орошения экспериментальным путём проведены исследования рабочих характеристик на лабораторной модели башенной градирни. Основным устройством лабораторной установки является пирамидальная башня с вентилятором, высотой 1,25 м и площадью орошения $0,3 \text{ м}^2$ [10,11]. В масштабе, модель меньше натурной башенной градирни БГ-2600 в 51 раз (рисунок 2).



Рис. 2. Общий вид лабораторной установки

Лабораторная установка включает конструктивные элементы, из которых состоит башенная градирня: ороситель, устройство водораспределения, водосборный бассейн, воздухопроводные окна, каплеуловитель, циркуляционный насос, трубки конденсатора и систему подогрева трубок. Установка также оснащена приборами контроля температуры, расхода потоков воды и воздуха. Общая схема лабораторной установки представлена на рис. 3.

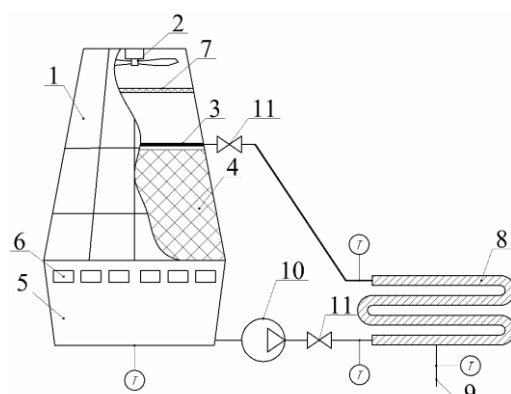


Рис. 3. Общая схема лабораторной установки УВО – 0,3, где:

1 – вытяжная башня; 2 – вентилятор; 3 – устройство водораспределения; 4 – ороситель;
5 – водосборный бассейн; 6 – воздухопроводные окна; 7 – каплеуловитель; 8 – трубки конденсатора;
9 – система подогрева трубок; 10 – циркуляционный насос; 11 – вентиль; Т – термопара.

Методика эксперимента на лабораторной модели башенной градирни заключалась в следующем. Сначала, управлением циркуляционного насоса и системы подогрева трубок конденсатора, производилась подача охлаждаемой воды с температурой 30 °С. В процессе циркуляции воды в системе лабораторной установки проводились замеры скорости воздуха анемометром АТТ-1004. В каждом эксперименте, с помощью настроек скорости циркуляционного насоса и угла поворота вентиля, задавался расход воды и замерялся установившийся расход воздуха. Соотношения скорости и мощности насоса, угла поворота вентиля и расхода воды представлена в табл. 1.

Таблица 1

Регулирование подачи воды лабораторной установки

Скорость насоса	Мощность насоса, Вт	Угол поворота вентиля, °	Расход воды, м ³ /ч
1	20	45	0,99
		90	1,08
		135	1,17
		180	1,26
2	40	45	1,35
		90	1,44
		135	1,53
		180	1,62
3	60	45	1,71
		90	1,80
		135	1,89
		180	1,98

В результате серии опытов на лабораторной модели, получены статистические данные скорости воздуха и плотности орошения, построена их регрессионная зависимость (рис. 4).

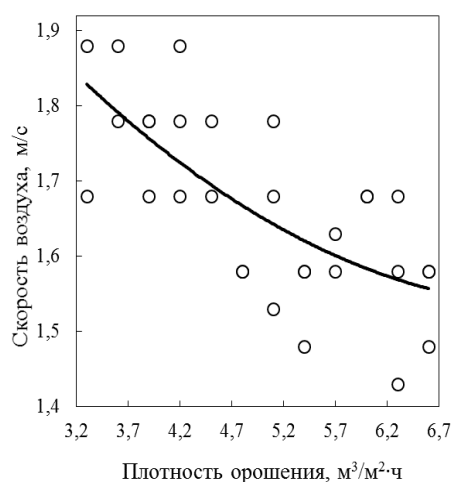


Рис. 4. Скорость воздуха при распределении орошения воды лабораторной установки

Так, аналогично эксперименту на башенной градирне, была получена характеристика параболического типа на лабораторной установке, которая описывается уравнением, с коэффициентом корреляции 0,51:

$$w_y = 0,014 \cdot q_y^2 - 0,22 \cdot q_y + 2,42, \quad (2)$$

где w_y – скорость воздуха, м/с; q_y – плотность орошения лабораторной установки, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

На следующем этапе решено проведена проверка характеристик при неравномерности орошения воды 33 %, отражающую влияние распределения плотности орошения на перепад температуры башенной градирни (рис. 5).

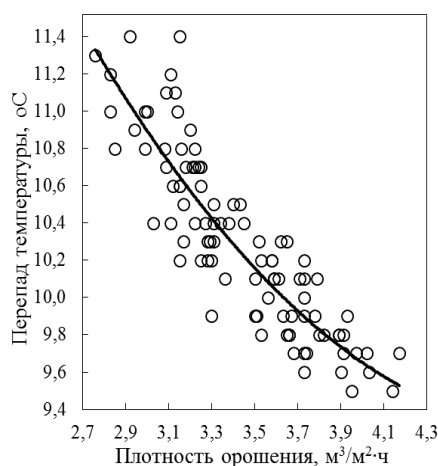


Рис. 5. Перепад температуры при распределении орошения воды башенной градирни

Уравнение регрессионной зависимости на рис. 6 представляется в виде выражения, с коэффициентом корреляции 0,78:

$$\Delta T = 0,46 \cdot q^2 - 4,46 \cdot q + 20,14, \quad (3)$$

где ΔT – перепад температуры, °C; q – плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Экспериментальные данные измерений перепада температур воды и плотности орошения позволили вычислить охлаждающую мощность по формуле $R = q\Delta T$ и построить её зависимость с учётом неравномерности плотности орошения 33 % (рис. 6).

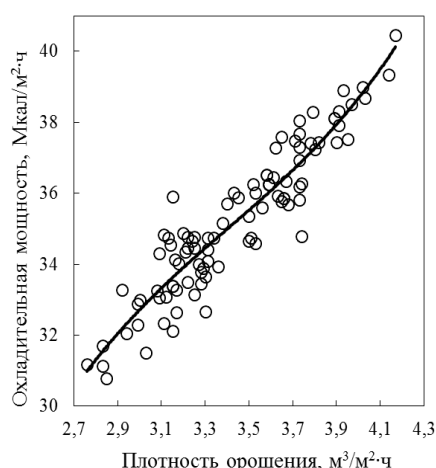


Рис. 6. Охлаждающая мощность при распределении орошения воды башенной градирни

В процессе замеров скорости воздуха, плотности орошения были выполнены и измерения температур воды на входе и выходе лабораторной установки. Таким образом, получена регрессионная зависимость параметров перепада температуры воды и распределения плотности орошения лабораторной установки (рис. 7).

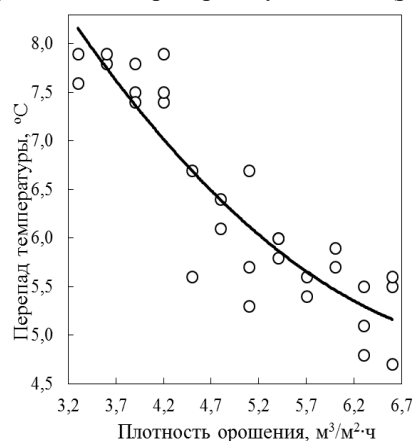


Рис.7. Перепад температуры воды при распределении плотности орошения лабораторной установки

Регрессионная модель зависимости перепада температуры от плотности орошения лабораторной установки с коэффициентом корреляции 0,83 выражается формулой

$$\Delta T = 0,15 \cdot q^2 - 2,4 \cdot q + 14,5 \quad (3)$$

где ΔT – перепад температуры, °С; q – плотность орошения, м³/м²·ч.

Основываясь на экспериментальных данных замеров плотности орошения и перепада температуры воды, были рассчитаны значения охлаждающей мощности установки, построена регрессионная модель охлаждающей мощности при распределении плотности орошения (рис. 8).

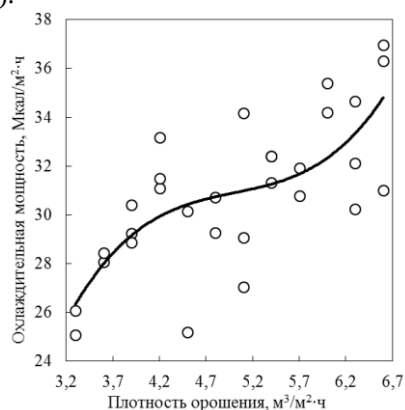


Рис.8. Охлаждающая мощность при распределении плотности орошения лабораторной установки

Результаты

Сопоставляя характеристики перепада температуры, охлаждающей мощности башенной градирни и лабораторной установки, следует сделать вывод об их соответствии. Таким образом, получены подтверждения характеристик потока воздуха, перепада температуры воды, а также охлаждающей мощности башенной градирни на лабораторной установке при распределении плотности орошения.

Обсуждение

Анализируя полученные регрессионные модели, стоит отметить высокую степень связи параметров перепада температуры и охладительной мощности при распределении плотности орошения воды башенной градирни и её лабораторной модели. Умеренную корреляцию отражают зависимости скорости воздуха при распределении орошения воды и башенной градирни, и её лабораторной модели, что объясняется влиянием других факторов на скорость воздуха в устройствах.

Заключение

Рабочие характеристики позволят более точно управлять гидравлической нагрузкой и оценить эффективность охлаждения башенной градирни в условиях неравномерности потоков воды и воздуха. Сформулирована задача рационального распределения плотности орошения и воздушного потока в башенной градирне.

Литература

1. Дмитриева О.С., Дмитриев А.В. Разработка новых градирен для увеличения энергоэффективности промышленных установок // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17. №6. С. 134-136.
2. Сосновский, С.К., Кравченко В.П. Определение эффективности охлаждения циркуляционной воды в вентиляторных и башенных градирнях // Энергетика и электрификация. 2008. № 3. С. 37-41.
3. Мурадян А.К., Аршакян Д.Т. Исследование режимов работы и энергетических показателей энергоблоков при увеличении охладительного эффекта башенных градирен // Теплоэнергетика. 2007. № 11. С. 66-68.
4. Li X., Xia L., Gurgenci H., Guan Zh. Performance enhancement for the natural draft dry cooling tower under crosswind condition by optimizing the water distribution // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, vol. 107, pp. 271-280.
5. Singla R. K., Singh K., Das R. Tower characteristics correlation and parameter retrieval in wet-cooling tower with expanded wire mesh packing. Applied Thermal Engineering, 2016, vol. 96, pp. 240-249.
6. Калатазов В.А. Методика построения нормативных характеристик башенных градирен испарительного типа по результатам натурных изменений // Теплоэнергетика. № 11. 2007. С. 51-55.
7. Сосновский С. К. Оптимальные параметры работы градирен // Технологический аудит и резервы производства. 2012. № 5/1(7). С. 5-6.
8. Шарифуллин В.Н., Бадриев А.И. Аэродинамические характеристики башенной градирни в условиях неравномерности распределения потоков воды и воздуха // Теплоэнергетика. 2019. №8. С. 46-52.
9. Пушнов А.С., Рябушенко А.С. Компонировка оросителя градирни с учетом неравномерности поля скоростей воздушного потока // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 74-79.
10. Власов С.М., Чичирова Н.Д., Чичиров А.А., Власова А.Ю., Филимонова А.А. Разработка технологий стабилизационной обработки воды системы оборотного охлаждения ТЭС // Теплоэнергетика. 2018. № 2. С. 44-49.
11. Chichirova N.D., Chichirov A.A., Vlasov S.M. Analysis and design of technical water supply operation with cooling towers at the Naberezhnochelninsky power station // Труды Академэнерго. 2012. № 2. С. 66-75.

Авторы публикации

Бадриев Айрат Ирекович – ассистент, Казанский федеральный университет. Email: aibadriev@gmail.com.

Власов Сергей Михайлович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Тепловые электрические станции» (ТЭС), Казанский государственный энергетический университет.

References

1. Dmitrieva OS, Dmitriev AV. Development of new cooling towers to increase the energy efficiency of industrial plants. *Bulletin of Kazan Technological University*. 2014;17:6: 134-136.
2. Sosnovsky SK., Kravchenko VP. Determination of the efficiency of cooling circulating water in fan and tower cooling towers. *Energy and Electrification*. 2008;3:37-41.
3. Muradyan AK, Arshakyan DT. Investigation of operating modes and energy indicators of power units with an increase in the cooling effect of tower towers. *Thermal Engineering*. 2007;11:66-68.
4. Li X, Xia L, Gurgenci H, et al. Performance enhancement for the natural draft dry cooling tower under crosswind condition by optimizing the water distribution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017;107:271-280.
5. Singla RK, Singh K, Das R. Tower characteristics correlation and parameter retrieval in wet-cooling tower with expanded wire mesh packing. *Applied Thermal Engineering*. 2016;96:240-249.
6. Kalatuzov VA. The methodology for constructing the regulatory characteristics of evaporative type cooling towers based on the results of field changes. *Thermal Engineering*. 2007;11:51-55.
7. Sosnovsky SK. Optimal parameters of cooling towers. *Technological audit and production reserves*. 2012;51(7):5-6.
8. Sharifullin VN, Badriev AI. Aerodynamic characteristics of a tower tower under conditions of uneven distribution of water and air flows. *Thermal Engineering*. 2019;8:46-52.
9. Pushnov AS, Ryabushenko AS. The layout of the cooling tower sprinkler, taking into account the unevenness of the field of air flow velocities. *Thermal Engineering*. 2016;7:74-79.
10. Vlasov SM, Chichirova ND, Chichirov AA, et al. Development of technologies for stabilization treatment of water in the reverse cooling system of thermal power plants. *Thermal Engineering*. 2018;2:44-49.
11. Chichirova ND, Chichirov AA, Vlasov SM. Analysis and design of technical water supply operation with cooling towers at the Naberezhnochelninsky power station. *Transactions of Academenergo*. 2012;2:66-75.

Authors of the publication

Ayrat I. Badriev – Kazan Federal University, Kazan, Russia. Email: aibadriev@gmail.com.

Sergey M. Vlasov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

18 октября 2019г.



ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ КОМБИНИРОВАННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ИСКАЖЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЯ

В.И. Зацепина¹, Е.П. Зацепин¹, П.И. Скоморохов²

¹«Липецкий государственный технический университет», г. Липецк, Россия

²Филиал АО «СО ЕЭС» Липецкое РДУ, г. Липецк, Россия
vizats@gmail.com

Резюме: В большинстве случаев любой ненормальный режим в распределительной электрической сети ликвидируется действием устройств релейной защиты и автоматики (РЗА), т.е. – происходит отключение поврежденного элемента. Гораздо сложнее постоянно поддерживать в норме ключевые показатели качества электрической энергии в сети. С появлением управляемых преобразователей напряжения на базе транзисторов IGCT и IGBT были разработаны статические синхронные компенсаторы STATCOM. Основным недостаток подобного рода устройств в том, что выдаваемое ими управляющее воздействие статично. В условиях повышенной вероятности возникновения ненормальных режимов гораздо более эффективной будет их динамическая компенсация. В процессе исследования использованы методы динамического непрерывного воздействия на синусоиду напряжения в распределительной электрической сети. Разработка теоретического подхода сопровождалась постоянным мониторингом существующих и разрабатываемых технических решений, сопряженных с поставленной в работе задачей. Объектом исследования служила распределительная электрическая сеть промышленных предприятий с резкопеременным характером негативных сетевых возмущений. Разработан способ динамического подавления амплитудно-фазных искажений напряжения на основе восстановления кривой напряжения за счет непрерывного введения в сеть кривой компенсационного напряжения через вольтодобавочный трансформатор. Более быстрое формирование управляющего воздействия по сравнению с аналогами позволяет эффективнее реагировать на негативные сетевые возмущения в распределительных сетях, особенно если характер их возникновения резко изменяющийся. Предложенный способ предназначен для поддержания показателей качества электроэнергии в допустимых пределах в соответствии с требованиями ГОСТ 32144-2013.

Ключевые слова: качество электроэнергии, регулирование напряжения, искажения напряжения, сетевые возмущения, динамическая компенсация.

Для цитирования: Зацепина В.И., Зацепин Е.П., Скоморохов П.И. Повышение эффективности функционирования систем электроснабжения посредством комбинированного воздействия на искажения напряжения // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21.№ 5.С.81-88. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-79-86. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-79-86.

IMPROVING THE EFFICIENCY OF POWER SUPPLY SYSTEMS THROUGH THE COMBINED EFFECT OF VOLTAGE DISTORTION

VI Zatsepina¹, EP Zatsepin¹, PI Skomorokhov²

¹Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia

²Branch of JSC «SO UES» Lipetsk RDM, Lipetsk, Russia
vizats@gmail.com

Abstract: In most cases, any abnormal mode in the distribution electrical network is eliminated by the action of relay protection and automation devices (RPA), i.e. - there is a shutdown of the damaged item. It is much more difficult to constantly maintain the normal key indicators of the quality of electrical energy in the network. With the advent of controlled voltage converters based on transistors IGCT and IGBT, static synchronous compensators STATCOM were developed. The main disadvantage of this kind of device is that the control output generated by them is static. Under conditions of increased likelihood of abnormal conditions, their dynamic compensation will be much more effective. In the process of research, the methods of dynamic continuous action of voltage on a sinusoid in a distribution electric network were used. The development of a theoretical approach was accompanied by constant monitoring of existing and developed technical solutions associated with the task set in the work. The object of the study was the distribution electrical network of industrial enterprises with a sharply alternating nature of negative network perturbations. A method has been developed for dynamic suppression of amplitude-phase voltage distortions on the basis of restoring the voltage curve due to the continuous introduction of a compensation voltage curve into the network via a booster transformer. A faster formation of the control action in comparison with analogues allows us to more effectively respond to negative network perturbations in distribution networks, especially if the nature of their occurrence changes dramatically. The proposed method is designed to maintain the quality of electricity within acceptable limits in accordance with the requirements of Russian State Standard 32144-2013.

Keywords: power quality, voltage regulation, voltage distortion, network disturbances, dynamic compensation.

For citation: Zatsepina VI, Zatsepin EP, Skomorokhov PI. Improving the efficiency of power supply systems through the combined effect of voltage distortion. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):79-86. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-79-86.

Введение

Совокупность нарастающих возмущений в сети провоцирует развитие энергетических аварий. Так, например, 10 ноября 2009 года нарушение электроснабжения затронуло более 50 миллионов человек, проживающих в Бразилии и Парагвае. Миллионы людей остались без электричества в крупнейших бразильских городах Рио-де-Жанейро и Сан-Паулу. Ураган, бушевавший в районе электростанции, спровоцировал перегрузки в сети, что привело к обесточиванию отдельных участков по «принципу домино» и всеерному отключению электричества. ГЭС «Итайпу» обеспечивает 20% потребностей Бразилии в электроэнергии и 90% – потребностей Парагвая. Отключение электроснабжения чуть менее чем на 24 часа привело к весомым разрушительным последствиям для экономики этих стран.

Влияние резкопеременного характера нагрузочных режимов для любой высоковольтной распределительной сети сказывается ухудшением параметров качества электрической энергии таких как амплитудно-фазные искажения напряжения (АФИН) при коммутациях отдельных видов электроприемников. Ввиду большого их количества и частоты возникновения возникает необходимость в их динамической компенсации. Так как статические компенсирующие устройства не обладают широким диапазоном регулирования при отсутствии постоянной корректировки параметров настройки устройства, приходится полагаться только на динамическую компенсацию. Но при резкопеременном характере негативных сетевых возмущений мало обеспечивать динамический характер компенсации. Гораздо более важно – максимально быстро выдавать управляющее воздействие для точного сфазирования добавляемого в сеть через вольтодобавочный трансформатор напряжения и напряжения самой распределительной сети. Таким образом, актуальной является разработка методов защиты распределительных электрических сетей от сетевых возмущений с целью обеспечения потребителей электроэнергией требуемого качества и синхронизации работы отдельных контуров энергосистемы между собой.

Методы исследования

Известные способы ликвидации ненормальных режимов в системах электроснабжения [1-3], направлены на уменьшение времени прекращения подачи электроэнергии за счет ухудшения ее качества, что с позиции потребителя не является решением сложившейся проблемы, а только способом уходом от нее. Также последнее

время ведутся активные разработки динамической защиты систем электроснабжения [4, 5]. Данные системы имеют существенные преимущества по сравнению со статическими компенсирующими устройствами, однако имеют достаточно высокую стоимость. Главным недостатком таких систем является узкая направленность их использования. При этом очевидно, что разработку устройства комплексного подавления амплитудно-фазных искажений напряжения следует вести с учетом перспектив развития объединенной энергетической системы [6, 7-13].

Разработка решения

Для обеспечения требуемой безотказности электроснабжения промышленных предприятий в аварийных ситуациях, вызванных неопределенным по месту и времени воздействием АФИН, предлагается разработать способ комплексного динамического подавления, предназначенного для решения задач идентификации и компенсации провалов, перенапряжений и высших гармонических составляющих. Обобщенная структурная схема такого решения представлена на рис. 1.

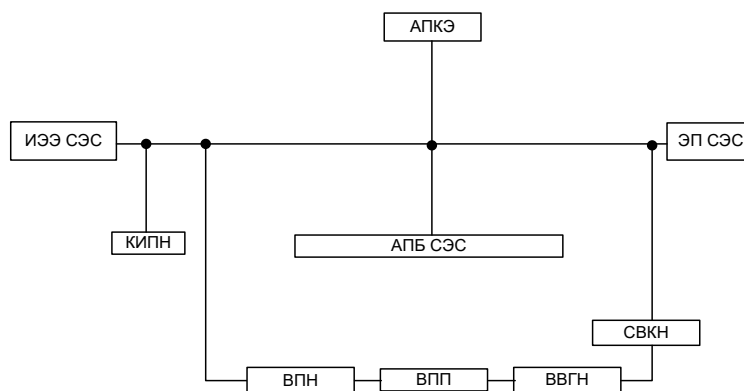


Рис. 1. Обобщенная структурная схема разработанного решения комплексного подавления амплитудно-фазных искажений напряжения

Изображенные на рис. 1 блоки отображают следующее: ИЭЭ СЭС – источники электроэнергии системы электроснабжения; АПКЭ – анализатор показателей качества электроэнергии; АПБ СЭС – анализатор показателей безотказности системы электроснабжения; ЭП СЭС – электроприемники системы электроснабжения; ВПН – восстановитель провалов напряжения; ВПП – восстановитель перенапряжения; ВВГН – восстановитель высших гармоник напряжения; КИПН – компенсатор импульсных перенапряжений; СВКН – синхронизатор ввода компенсирующего напряжения. Опираясь на предложенную структуру, было разработано устройство комбинированного регулирования напряжения сети [11]. Схема устройства представлена на рис. 2.

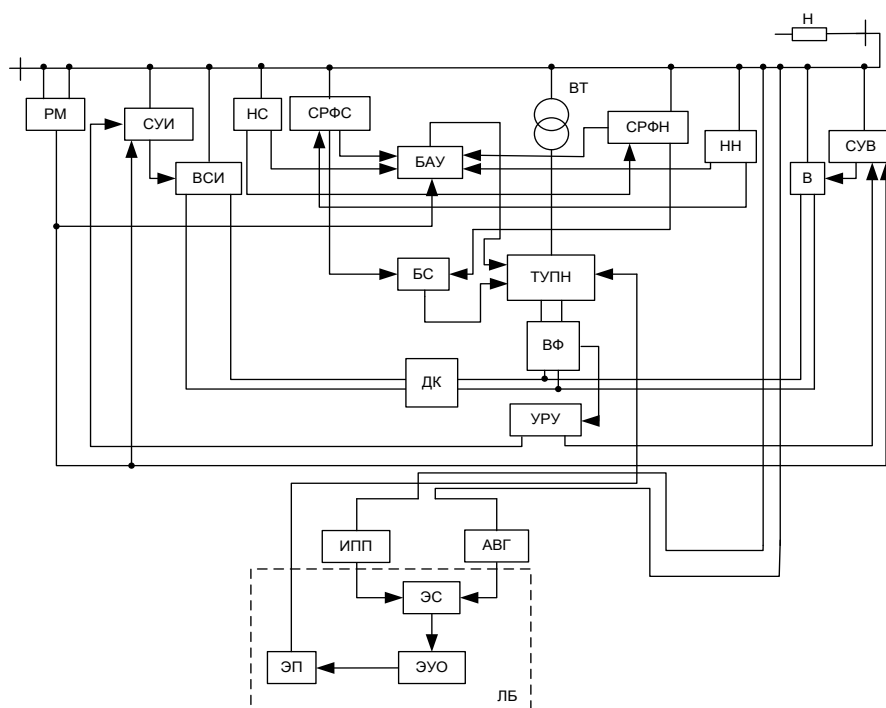


Рис. 2. Устройство комбинированного регулирования напряжения сети

В состав устройства входят: вольтодобавочный трансформатор (ВТ); демпфирующий контур постоянного тока (ДК), подключенный между выпрямителем и ведомым сетью инвертором, состоящий из параллельно включенного конденсатора и последовательно включенной катушки индуктивности; тиристорный управляемый преобразователь напряжения (ТУПН); входной фильтр с датчиком направления тока (ВФ); синхронизированная и сфазированная с сетью система регулирования фазы выходного напряжения тиристорного управляемого преобразователя напряжения относительно напряжения сети (СРФС); выпрямитель (В); синхронизированная с частотой сети и сфазированная с напряжением нагрузки система управления выпрямителя (СУВ); ведомый сетью инвертор (ВСИ); синхронизированная с частотой сети и сфазированная с напряжением сети система управления ведомым сетью инвертора (СУИ); узел раздельного управления выпрямителем и ведомым сетью инвертором (УРУ); датчик отклонения напряжения нагрузки (НН); датчик реактивной мощности сети (РМ); блок автоматического управления тиристорным управляемым преобразователем напряжения, включенным во вторичную обмотку вольтодобавочного трансформатора (БАУ); синхронизированная и сфазированная с нагрузкой система регулирования фазы выходного напряжения тиристорного управляемого преобразователя напряжения относительно напряжения нагрузки (СРФН); датчик отклонения напряжения сети (НС); нагрузка (Н); блок синхронизации (БС); логический блок (ЛБ); измеритель провалов напряжения и перенапряжений (ИПП); анализатор высших гармоник (АВГ); элемент суммирования сигналов с измерителя провалов напряжения и перенапряжений и анализатора высших гармоник 20 (ЭС); элемент умножения сигнала на отрицательную единицу (ЭУО); элемент преобразования сигнала в двоичный код (ЭП).

В целях решения задачи по увеличению быстродействия компенсации искажений напряжения предлагается внедрить в алгоритм работы данного устройства специального логического блока (рис. 3).

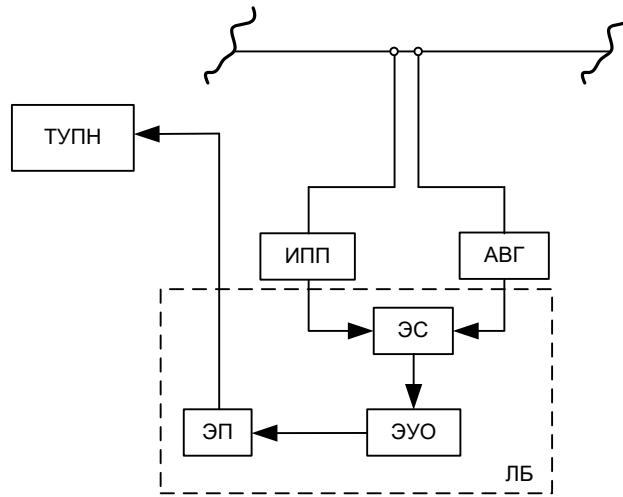


Рис. 3 Логический блок

Ключевой особенностью выполняемого алгоритма в предлагаемом способе комбинированной нормализации напряжения в электрической сети является наиболее точное формирование компенсирующей кривой напряжения. При этом важно также учитывать быстроту ее введения в сеть через вольтодобавочный трансформатор. Выражение для формирования кривой компенсационного напряжения определяется следующим образом:

$$U_{\Delta}(t) = -(U_{ВГ}(t) + U_{ПЕР}(t) + U_{ПРОВ}(t)) = U_{АФИН}(t - \varphi_{АФИН}), \quad (1)$$

где $U_{ВГ}(t)$ – напряжение от воздействия высших гармонических составляющих напряжения, В; $U_{ПЕР}(t)$ – напряжение от воздействия перенапряжения, В; $U_{ПРОВ}(t)$ – напряжения провала, В; $U_{АФИН}(t)$ – суммарная кривая амплитудно-фазных искажений напряжения; $\varphi_{АФИН}$ – противофаза от суммарного искажения.

Измеритель провалов напряжения и перенапряжений (ИПП) получает из сети информацию об амплитуде отклонения напряжения от требуемого, которая поступает на вход логического блока (ЛБ), а анализатор высших гармоник (АВГ) получает из сети информацию о высших гармонических составляющих напряжения сети, которая также поступает на вход логического блока. Сигнал, поступающий с элемента суммирования сигналов (ЭС) с ИПП и АВГ, поступает на вход элемента умножения сигнала на отрицательную единицу (ЭУО), с выхода которого поступает на вход преобразователя сигнала в двоичный код и далее поступает с выхода логического блока на тиристорный управляемый преобразователь напряжения (ТУПН), где формируется $U_{\Delta}(t)$. До попадания сигнала на ЭУО кривая напряжения от действующих на сеть возмущений, определяется следующим видом:

$$U_{ВОЗМ}(t) = U_{АИН} \sin(2\pi f t + \varphi) + U_3 \sin(2\pi f_3 t + \varphi_3) + \dots + U_n \sin(2\pi f_n t + \varphi_n), \quad (2)$$

где $U_{АИН}$ – величина отклонения напряжения сети по амплитудной составляющей, В; φ – отставание по фазе напряжения основной частоты, град.; $U_3 \dots U_n$ – амплитуда высших гармонических составляющих, превышающая допустимую, В; $f_{г.3} \dots f_{г.n}$ – частота высших гармоник напряжения, Гц; $\varphi_3 \dots \varphi_n$ – отставание по фазе фаз высших гармоник от фазы напряжения основной частоты, град; n – номер гармоники, кратный трём.

После инвертирования выражения (2) на ЭУО получается выражение для требуемой кривой компенсационного напряжения, которую предполагается вводить в сеть через вольтодобавочный трансформатор:

$$U_{\Delta}(t) = -U_{АИН} \sin(2\pi f t + \varphi) -$$

$$-\left[U_3 \sin(2\pi f_3 t + \varphi_{г.3}) + \dots + U_n \sin(2\pi f_n t + \varphi_n)\right]. \quad (3)$$

Учитывая, что разработанный принцип нормализации напряжения базируется на противофазной компенсации, выражение (3) примет вид

$$U_{\Delta}(t) = U_{\text{АИН}} \sin(2\pi f t - \varphi) + U_3 \sin(2\pi f_3 t - \varphi_3) + \dots + U_n \sin(2\pi f_n t - \varphi_n). \quad (4)$$

Таким образом, остается выбрать способ кодирования информации, содержащейся в выражении (4), а также определить параметры, которые необходимо будет преобразовывать в двоичный код, для дальнейшей их транспортировки от ЭП к ТУПН, где впоследствии будет на основании полученного набора кодов формироваться синусоида требуемой формы.

Реализация подачи напряжения, кривая которого имеет требуемую форму, на сегодняшний момент осуществляется, как правило, на базе тиристорного управления преобразователем напряжения при помощи широтно-импульсной модуляции (ШИМ) сигнала. При ШИМ сигнала посредством мгновенных сообщений изменяется длительность и ширина импульсов переносчика информации, увеличивая ширину при возрастании мгновенного значения сообщения и уменьшая ширину при его снижении за счет особого положения заднего фронта импульса. Частота и амплитуда импульсов при ШИМ остаются постоянными.

При ШИМ информацию несет только длительность импульса. Неизбежное искажение фронтов импульса приводит к погрешности передачи информации, а с учётом резкопеременного характера негативных возмущений, искажение может быть весьма существенным. На выходе линии связи за счёт условия ограниченности полосы ее пропускания $\Delta f_{\text{связи}}$ формируется вместо требуемого прямоугольного импульса трапецеидальный с длительностью фронта $t_{\text{фронта}} = 1/\Delta f_{\text{связи}}$. За счет порога срабатывания приемника это дает погрешность при передаче информации.

Таким образом, при ШИМ необходимо обеспечивать малое искажение фронтов при передаче сигнала, формирующего в тиристорном управляемом преобразователе компенсационную синусоиду напряжения $U_{\Delta}(t)$. Данный аспект в условиях требуемой компенсации негативных сетевых возмущений резкопеременного характера не имеет места быть реализованным. В связи с этим, более оптимальным вариантом модуляции, чем ШИМ синусоидального сигнала компенсационного напряжения, является кодоимпульсная модуляция (КИМ). Ширина спектра КИМ – сигнала определяется длительностью элементарного импульса. При кодоимпульсной модуляции каждому значению амплитуды сигнала соответствует определенный набор импульсов, а количество уровней квантования определяется разрядностью двоичного кода. Например, для передачи сигнала с погрешностью квантования, не превышающей 1%, необходимо каждый отчет кодировать шестьюразрядным кодом. Спектр КИМ-сигнала определяется выражением

$$\Delta f_{\text{КИМ}} = 2n f_{\text{и.с.}}, \quad (5)$$

где n – разрядность кода; $f_{\text{и.с.}}$ – спектр информационного сигнала.

В целом, к преимуществам КИМ в реализации нормирования напряжения в электрической сети относятся:

- более высокое быстродействие по сравнению с ШИМ;
- большая широкополосность (до 45 МГц);
- охват широкого спектра высших гармоник;
- лучшая помехоустойчивость.

Далее преобразователь формирует компенсационную кривую и подает ее на вход вольтодобавочного трансформатора. С учетом воздействия датчиков синхронизации устройства [14] компенсационное напряжение вводится в сеть, где и происходит компенсация напряжения в динамическом режиме. Замкнутость и отсутствие коммутационных элементов в схеме управления обеспечивает потребителей электроэнергией требуемого качества непрерывно. Данный факт должен существенно повышать безотказность систем электроснабжения промышленных предприятий и отдельных их элементов.

Выводы

Стоит отметить, что данный подход может быть применим для повышения энергоэффективности практически любых предприятий, в том числе и металлургических. Постоянное возрастание количества промышленных предприятий, модернизация и укрупнение мощностей существующих промышленных производств приводит к тому, что процесс изменения нагрузок в различных территориальных энергосистемах, равно как и появление негативных возмущений в системах электроснабжения, становится всё труднее спрогнозировать [15]. Именно поэтому решение проблемы увеличения качества электроэнергии должно быть основано на максимальном быстродействии, а также воздействовать одновременно на несколько типов сетевых возмущений, чему соответствует разрабатываемое устройство и, в частности, алгоритм формирования управляющего воздействия.

Литература

1. Фёдоров О.В. Некоторые особенности структуры систем внутрицехового электроснабжения // Надежность и безопасность энергетики. 2015. № 3. С. 30-33
2. Шпиганович А.Н., Рычков А.В. Анализ полной компенсации реактивной мощности при наличии вентильной нагрузки // Вести высших учебных заведений Черноземья. 2016. № 2. С. 18-24.
3. Zatsepina V.I., Zatsepin E.P. Reliability of power supply systems under the influence of negative factors // 2017 Int. Conf. on Industrial Engineering, Application and Manufacturing (ICIEAM). 2017.pp.1-4.
4. Wang P., Xu J. Q., Su J. The research of urban distribution network high-reliability power supply construction International conf. on advanced power system automation and protection (Beijing). 2011. pp. 1497-1500.
5. Б.Н. Абрамович и др.; Устройство регулирования отклонений напряжения и реактивной мощности электрической сети. Патент 2453021. Российская Федерация, МПК H02J 3/00 (2006/01) №2011118261/07; опубл. 10.06.2012, Бюл. № 16.
6. Родимов Н.В. Анализ систем повышения качества электрической энергии при активной фильтрации гармонических искажений сети // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2015. № 2 (30). С. 198-207.
7. Cebrian J.C., Kagan N. Hybrid Method to Assess Sensitive Process Interruption Costs Due to Faults in Electric Power Distribution Networks // in IEEE Transactions on Power Delivery. 2010.V.25. №3. pp. 1686-1696.
8. Filimonova A.A., Zatsepin E.P., Zatsepina V.I. Multilevel control of power consumption at metallurgical plants // Int. Russian Automation Conf. pp. 1-4, 2018.
9. Грачева Е.И., Копытова Н.А. Анализ потерь электроэнергии систем цехового электроснабжения // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. 2011. №9-10. С. 78-85.
10. Грунтович Н.В., Грунтович Н.В., Ефремов Л.Г., Федоров О.В. Совершенствование систем управления энергетической эффективностью и экономической безопасностью промышленных предприятий // Вестник Чувашского университета. 2015. № 3. С. 40-48.
11. Xu Q. Analysis and Control of M3C-Based UPQC for Power Quality Improvement in Medium/High-Voltage Power Grid. In IEEE Transactions on Power Electronics. 2016. V.31. N.12 pp.8182-8194.
12. Шпиганович А.Н., Рычков А.В. Оптимизация компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения со специфичной нагрузкой // Вести высших учебных заведений Черноземья. 2016. № 1. С. 28-32.
13. Грачева Е.И., Садыков Р.Р. Формирование моделей оценки эксплуатационной надежности систем внутризаводского электроснабжения // Вести высших учебных заведений Черноземья. 2017. № 1. С. 27-38.
14. Шпиганович А.Н., Зацепин Е.П., Скоморохов П.И. Устройство комбинированного регулирования напряжения сети. Патент № 168544 Российская Федерация, МПК H02J 3/00 (2006/01) опубл. 08.02.2017, Бюл. № 4.
15. Зацепина В.И., Шачнев О.Я., Кушникова А.О. Рациональный анализ нагрузочных характеристик системой управления электроприемниками // Вести высших учебных заведений Черноземья. 2018. № 2. С. 3-12.

Авторы публикации

Зацепина Виолетта Иосифовна – д-р технических наук, профессор кафедры электрооборудования, Липецкий государственный технический университет.

Зацепин Евгений Петрович – канд. техн. наук, доцент кафедры электрооборудования, Липецкий государственный технический университет.

Скоморохов Павел Игоревич – ведущий специалист службы электрических режимов, Филиал АО «СО ЕЭС» Липецкое РДУ.

References

1. Fedorov OV. Some features of the structure of the internal power supply systems. *Reliability and safety of energy*. 2015;3:30-33.
2. Shpigunovich AN, Rychkov AV. Analysis of full reactive power compensation in the presence of a valve load. *News of Higher Educational Institutions of the Chernozem Region*. 2018;2:46-57.
3. Zatssepina VI, Zatssepina EP. Reliability of power supply systems under the influence of negative factors. 2017 Int. Conf. on Industrial Engineering, Application and Manufacturing (ICIEAM). 2017. pp. 1-4.
4. Wang P, Xu J. Q, Su J. The research of urban distribution network high-reliability power supply construction. *International conf. on advanced power system automation and protection (Beijing)*. 2011. pp. 1497-1500.
5. Abramovich N. etc. *Ustroistvo regulirovaniya otklonenii napryazheniya i reaktivnoi moshchnosti elektricheskoi seti* Patent RF. Device for control of voltage deviations and reactive power of an electrical network, N. 2453021, 2012.
6. Rodimov NV. Analysis of systems to improve the quality of electrical energy with active filtering of harmonic distortion of the network. *Bulletin of the State University of Maritime and River Fleet*. Admiral SO. Makarov. 2015;2:198-207.
7. Cebrian JC, Kagan N. Hybrid Method to Assess Sensitive Process Interruption Costs Due to Faults in Electric Power Distribution Networks. *In IEEE Transactions on Power Delivery*. 2010;25(3):1686-1696.
8. Filimonova AA, Zatssepina EP, Zatssepina VI. Multilevel control of power consumption at metallurgical plants. *Int. Russian Automation Conf.* 2018. pp. 1-4.
9. Gracheva EI, Kopyitova NA. Analysis of power losses of shop power systems. *Proceedings of higher educational institutions. Problems of energy*. 2011;9-10:78-85.
10. Gruntovich NV, Gruntovich NV, Efremov LG, Fedorov OV. Improving the management systems of energy efficiency and economic security of industrial enterprises. *Bulletin of the Chuvash* 2015;3:40-48.
11. Xu Q. Analysis and Control of M3C-Based UPQC for Power Quality Improvement in Medium High-Voltage Power Grid. *In IEEE Transactions on Power Electronics*. 2016;31(12):8182-8194.
12. Shpigunovich AN, Rychkov AV. Optimization of reactive power compensation in power supply systems with a specific load. *News of Higher Educational Institutions of the Chernozem Region*. 2016;1:28-32.
13. Gracheva EI, Sadykov RR. Formation of models for assessing the operational reliability of internal power supply systems. *News of Higher Educational Institutions of the Chernozem Region* 2017;1:27-38.
14. Shpigunovich AN, Zatssepina EP, Skomorokhov PI. Device for combined voltage regulation. *Utility Model*. № 168544. 2017
15. Zatssepina VI, Shachnev OYa, Kushnikova AO. Rational analysis of the load characteristics of the control system of electrical receivers. *News of Higher Educational Institutions of the Chernozem Region*. 2018;2:3-12.

Authors of the publication

Violetta I. Zatssepina – Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia.

Eugeny P. Zatssepina – Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia.

Pavel I. Skomorokhov – Branch of JSC «SO UES» Lipetsk RDM, Lipetsk, Russia.

Поступила в редакцию

11 июля 2019г.



СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫХ ДЕТЕРМИНИРОВАННЫХ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ В ЦЕХОВЫХ СЕТЯХ

Е.И. Грачева, З.М. Шакурова, Р.Э. Абдуллазянов

Казанский Государственный Энергетический Университет, г. Казань, Россия

grachieva.i@bk.ru

Резюме: В статье проведено исследование наиболее распространенных методов расчета потерь электроэнергии в электрических сетях низкого напряжения. Рассмотрены метод графического интегрирования, метод расчета потерь электроэнергии с использованием времени максимальных потерь, метод определения потерь по времени 2τ , метод расчета потерь электроэнергии по величине средних нагрузок узлов. Выявлены особенности применения каждого метода. Показано, что для метода графического интегрирования необходимы исходные данные о зависимостях графиков нагрузок для каждого элемента сети, а метод расчета потерь по средним нагрузкам узлов можно применять в сетях с относительно постоянными нагрузками. В результате исследований установлено, что неучет сопротивлений контактных соединений коммутационных аппаратов, неточность определения значений потерь наибольших и наименьших мощностей, неточность определения времени наибольших потерь, неучет формы графика нагрузки потребителей увеличивают погрешность расчета потерь.

На примере участка цеховой радиальной сети с известными графиками нагрузок потребителей произведен расчет потерь электроэнергии в линиях схемы наиболее распространенными методами с определением погрешности каждого метода и выявлением причин погрешностей. При этом за эталонный метод расчета принят метод графического интегрирования. В результате вычислений установлено, что наименьшую погрешность имеет метод расчета 2τ .

Ключевые слова: цеховые сети, потери электроэнергии, погрешности расчетов, время потерь, среднеквадратичные нагрузки.

Для цитирования: Грачева Е.И., Шакурова З.М., Абдуллазянов Р.Э. Сравнительный анализ наиболее распространенных детерминированных методов определения потерь электроэнергии в цеховых сетях // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 87-96. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-87-96.

A COMPARATIVE ANALYSIS OF THE MOST COMMON DETERMINISTIC METHODS FOR THE CALCULATION OF ELECTRICITY LOSSES IN INDUSTRIAL NETWORKS

EI Gracheva, ZM Shakurova, RE Abdullazyanov

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

grachieva.i@bk.ru

Abstract: The work is devoted to the analysis of deterministic most common methods for determining electricity losses in low-voltage industrial power supply networks. The method of graphical integration, the method of calculating electricity losses using the maximum loss time, the method of determining losses by time 2τ , the method of calculating electricity losses by the average node loads are considered. The features of the application of each method are revealed. It is shown that for the method of graphical integration, initial data on the dependences of load schedules for each network element are required, and the method of calculating losses by average node loads can be used in networks with relatively constant loads. We consider the methods of calculating the losses based on graphical integration, the time of largest losses, 2τ and the root-

mean-square loads.

At the same time, the errors of the considered methods for calculating electricity losses can be due to such reasons as the neglect of the heating temperature of the conductors, the neglect of the resistances of the contact connections of switching devices, the inaccuracy of determining the values of losses during the highest and lowest power demand, the inaccuracy of determining the time of the largest losses, disregarding the form of the load schedule of consumers.

Using the example of an industrial radial network site with known load graphs of consumers, the electric power losses in the circuit lines with the specified methods were calculated with the determination of the error of each method and the identification of the causes of errors. In this case, the method of graphical integration was adopted as the reference method of calculation. As a result of the calculations, it was established that the method of calculating 2τ has the smallest error. It is shown that when choosing a method for determining electricity losses, it is necessary to observe the condition of compliance with methodological and informational errors.

Key words: industrial power supply networks, electric power losses, calculation errors, time of losses, root-mean-square loads.

For citation: Gracheva EI, Shakurova ZM, Abdullazyanov RE. A comparative analysis of the most common deterministic methods for the calculation of electricity losses in industrial networks *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019;21(5):87-96. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-87-96.

Введение

Сравнительный анализ наиболее распространенных детерминированных методов определения потерь электроэнергии в цеховых сетях

Как известно, электроэнергетика занимается производством и передачей электроэнергии (ЭЭ) и является основополагающей отраслью промышленных, а также непромышленных предприятий Российской Федерации. Электроэнергетические предприятия определяют эффективность всех отраслей народного хозяйства страны [1-3].

Современные электроэнергетические предприятия характеризуются относительно высокими величинами потерь ЭЭ [4-6].

Для вычисления нагрузочных потерь используются разработанные алгоритмы и методы. Как известно, низковольтные промышленные сети имеют сложную и разветвленную структуру и, следовательно, требуется выявление погрешностей и их причин при использовании расчетов оценки уровня потерь ЭЭ в цеховых сетях [7-9].

Проанализируем наиболее распространенные расчетные методы определения потерь на примере участка радиальной цеховой сети с известными графиками нагрузок потребителей.

Вычислительные алгоритмы расчетных методов определения потерь ЭЭ условно можно разделить на два временных этапа. На первом этапе развития получили алгоритмы методов определения в соответствии с числом часов наибольших потерь τ [10-12].

В дальнейшем исследовании уровня потерь ЭЭ стали проводиться с помощью детерминированного и вероятностно-статистического способа задания информации. В современных экономических условиях в стране проблема потерь электроэнергии является актуальной. По данным многочисленных исследований, при передаче ЭЭ от источников питания до потребителей теряется, примерно, 15–20 % отпущенной с шин источников питания ЭЭ. В [10] обрисована структура фактических (отчетных) потерь электроэнергии в электрических сетях энергоснабжающих организаций. "Фактические (отчетные) потери электроэнергии определяют как разность электроэнергии, поступившей в сеть, и электроэнергии, отпущенной из сети потребителям" [10]. По [10] эти потери раскладываются на несколько составляющих, таких как "потери в элементах сети имеющие чисто физический характер, расход электроэнергии на работу оборудования, установленного на подстанциях и обеспечивающего передачу электроэнергии, погрешности фиксации электроэнергии приборами ее учета и, наконец, хищения электроэнергии, неоплату или неполную оплату показаний счетчиков и т.п." По рассуждению авторов [10-12] потери с экономической позиции – эта часть электроэнергии, на которую ее зарегистрированный полезный отпуск потребителям оказался меньше электроэнергии, произведенной на своих электростанциях и закупленной у других ее производителей. В [10] показаны методы расчета потерь в сетях и методы анализа потерь и выбора мероприятий по их снижению. Как известно, электрические сети низкого

напряжения характеризуются отсутствием значительной части информации о схемных и режимных параметрах оборудования. Достоверные данные о значениях сопротивлений контактных групп коммутационных устройств, а также информацию о потребляемой приемниками электроэнергии мощности, как правило, невозможно использовать в расчетах ввиду ее отсутствия.

При этом для расчетов применяются различного рода допущения и упрощения. В этом случае при проведении вычислений возникает погрешность метода, т.е. методическая погрешность. Из-за недостоверности исходной информации возникает информационная погрешность. Вследствие этого реальная величина потерь ЭЭ не будет соответствовать вычисленной.

В результате предлагаемых исследований выявлены особенности применения представленных алгоритмов методов определения потерь ЭЭ в цеховых сетях промышленного электроснабжения [13-15].

Материалы и методы

В качестве объекта исследования рассматриваются системы внутрицехового электроснабжения, для которых характерным является наличие большого количества низковольтных потребителей электроэнергии, сложная топология сети и отсутствие достоверной информации о схемных и режимных параметрах. Рассмотрим некоторые наиболее распространенные методы и алгоритмы расчета потерь ЭЭ.

Метод графического интегрирования

Для метода графического интегрирования характерна достаточно высокая достоверность. По этому методу потери ЭЭ ΔW находятся с использованием графика нагрузок по продолжительности (рис. 1).

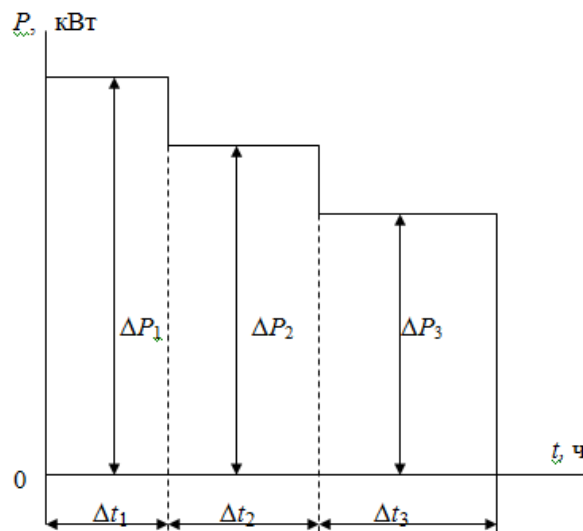


Рис. 1. График нагрузки по продолжительности

Потери ЭЭ определяются

$$\Delta W = \int_0^t \Delta P \cdot dt = \sum \Delta P_i \cdot \Delta t_i, \quad (1)$$

где ΔP_i — величина активных потерь за временной промежуток Δt_i ; Δt_i — временные промежутки исследуемого графика нагрузки.

Применение метода графического интегрирования позволяет получить достоверные результаты. Однако, необходимость наличия исходных данных о зависимостях графиков нагрузок для каждого элемента сети делает рассматриваемый метод практически сложно применяемым [10].

Расчет потерь ЭЭ с использованием величины τ — времени максимальных потерь

При расчете данным методом выбирается значение, при котором потери мощности имеют максимальное значение. Величина потерь ЭЭ определяется

$$\Delta W = \Delta P_{\text{нб}} \cdot \tau, \quad (2)$$

где $\Delta P_{\text{нб}}$ – максимальное значение потерь активной мощности; τ – значение времени максимальных потерь.

Тогда величина потерь ЭЭ определяется

$$\Delta W = \Delta P_1 \cdot \Delta t_1 + \Delta P_2 \cdot \Delta t_2 + \dots + \Delta P_n \cdot \Delta t_n = \Delta P_{\text{нб}} \cdot \tau, \quad (3)$$

где n – значение рассматриваемых интервалов времени графика нагрузок с постоянной мощностью.

Величину можно определить по известному значению времени максимальной нагрузки $T_{\text{нб}}$. Определим величину годового электропотребления

$$W = P_1 \cdot \Delta t_1 + P_2 \cdot \Delta t_2 + \dots + P_n \cdot \Delta t_n = \sum P_i \Delta t_i = P_{\text{нб}} \cdot T_{\text{нб}}, \quad (4)$$

где $P_{\text{нб}}$ – максимальное значение мощности нагрузки.

Откуда значение времени максимальной нагрузки

$$T_{\text{нб}} = \frac{\sum P_i \cdot \Delta t_i}{P_{\text{нб}}}. \quad (5)$$

Коэффициент мощности промышленных потребителей является, как правило, известной величиной. Виды графиков нагрузок и $T_{\text{нб}}$ для отдельных групп электропотребителей приведены в справочниках.

На рис. 2 представлены графики для определения величины τ в зависимости от значений $T_{\text{нб}}$ и $\cos \varphi$.

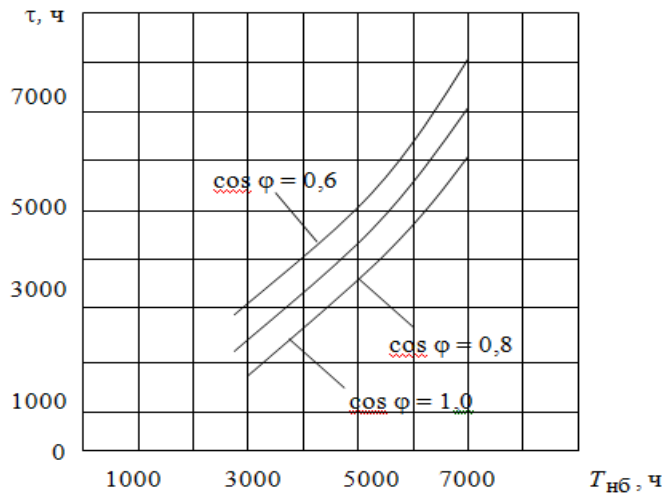


Рис. 2. Графические зависимости $\tau = f(T_{\text{нб}}, \cos \varphi)$

Вычисление потерь ЭЭ по вышеизложенному алгоритму проводится в представленной последовательности:

- 1) вычисляется время максимальной нагрузки $T_{\text{нб}}$;
- 2) по значениям графических зависимостей $\tau = f(T_{\text{нб}}, \cos \varphi)$, представленных на рис.2 определяется время наибольших потерь активной мощности τ ;
- 3) рассчитывается величина $\Delta P_{\text{нб}}$ в максимальном режиме;
- 4) используя выражение (2) вычисляется годовая величина потерь ЭЭ.

Предлагаемый алгоритм основан на допущении соответствия величины наибольших потерь ЭЭ режиму максимальной нагрузки и условия того, что графики активной и реактивной мощности подобны, что существенно повышает погрешность рассматриваемого метода.

Вычисление потерь ЭЭ по времени 2τ

Рассматриваемый метод повышает достоверность расчета учитывая неоднородность графиков нагрузки за сутки. Для вычисления потерь по представленному алгоритму предварительно вычисляются параметры режимов максимальных и минимальных нагрузок.

График нагрузок по продолжительности за сутки (рис. 3, а) разделяется на две части в соответствии с данными режимами – продолжительность времени режима наибольших

нагрузок $t_{нб}$ (рис. 3, б), а продолжительность времени режима наименьших нагрузок – $t_{нм}$ (рис. 3, в).

Тогда за сутки электропотребление составит

$$W_c = P_{нб} \cdot t_{нб} + P_{нм} \cdot t_{нм}, \quad (7)$$

Сумма $t_{нб}$ и $t_{нм}$ составляет 24 часа

$$t_{нб} + t_{нм} = 24. \quad (8)$$

Суточное электропотребление определяется

$$W_c = \sum_{i=1}^{24} \Delta P_i \cdot t_i \quad (9)$$

где i – рассматриваемый текущий час суток.

В результате решения уравнений (7) и (8), определяем

$$t_{нб} = \frac{W_c - 24P_{нм}}{P_{нб} - P_{нм}}, \quad (10)$$

$$t_{нм} = 24 - t_{нб}. \quad (11)$$

Далее вычисляем время потерь для обоих периодов – максимальной и минимальной нагрузки, используя соотношения (12) и (13)

$$P_{нб}^2 \tau_{нб} = \sum_{i=1}^t P_i^2 \cdot \Delta t_i, \quad (12)$$

$$P_{нм}^2 \tau_{нм} = \sum_{i=1}^t P_i^2 \cdot \Delta t_i. \quad (13)$$

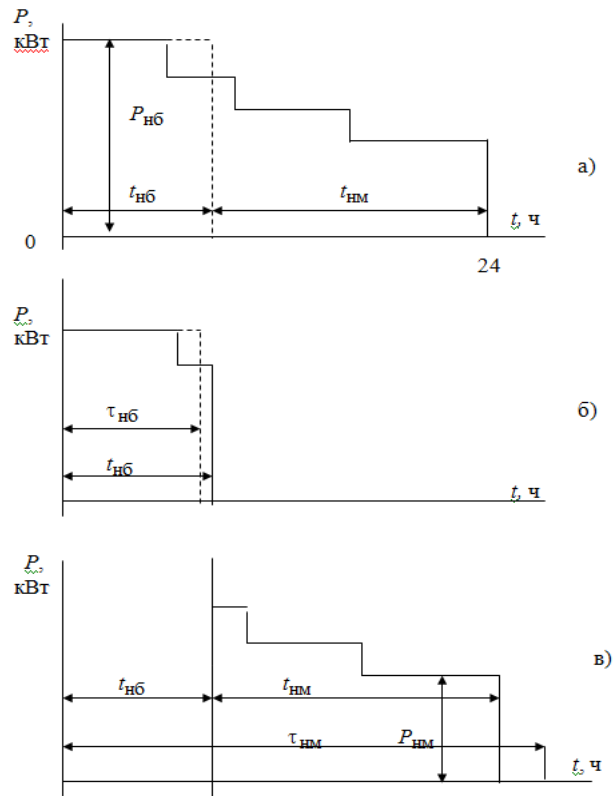


Рис. 3. График нагрузок по продолжительности за сутки:

а – продолжительность графика $t_{нб} + t_{нм}$; б – продолжительность графика $t_{нб}$;

в – продолжительность графика $t_{нм}$

В соотношениях (12) и (13) предполагаем, что $\cos\varphi = \text{const}$ и $P_i \approx S_i$.

Тогда

$$\tau_{\text{нб}} = \sum_1^t \left[\frac{P_i}{P_{\text{нб}}} \right]^2 \cdot \Delta t_i, \quad (14)$$

$$\tau_{\text{нм}} = \sum_1^t \left[\frac{P_i}{P_{\text{нм}}} \right]^2 \cdot \Delta t_i \quad (15)$$

Суточные потери ЭЭ определяются

$$\Delta W_{\text{с}} = \Delta P_{\text{нб}} \cdot \tau_{\text{нб}} + \Delta P_{\text{нм}} \cdot \tau_{\text{нм}} \quad (16)$$

Расчетные потери ЭЭ за период времени T определяются

$$\Delta W_{\text{с}} = \Delta W \cdot \left[\frac{W_{\text{ср.с}}}{W_{\text{с}}} \right]^2 \cdot \Delta T, \quad (17)$$

где $W_{\text{ср.с}}$ – среднее значение суточного электропотребления за рассматриваемый временной интервал; $W_{\text{с}}$ – суточное значение электропотребления за расчетный суточный период.

Практическое применение рассматриваемого метода усложняется значительной трудоемкостью сбора необходимой информации.

Определение потерь электроэнергии по величине средних нагрузок узлов

Предлагаемый алгоритм применяется, если известна информация за рассматриваемое время ΔT об изменении величины мощности в узлах сети. Величины средней мощности в узлах рассчитывается с помощью показаний счетчиков как отношение активной электроэнергии при потреблении в узле к расчетному времени. Тогда потери ЭЭ определяются

$$\Delta W = \Delta P_{\text{ср}} \cdot \Delta T, \quad (18)$$

где $\Delta P_{\text{ср}}$ – величина потерь активной мощности при заданных в узлах средних значениях мощности; ΔT – расчетное время, ч.

Метод расчета потерь ЭЭ по средним нагрузкам узлов можно применять в сетях с относительно постоянными нагрузками.

Результаты и обсуждение

Рассмотрим возможные погрешности методов при определении потерь ЭЭ в низковольтных сетях. На рис. 4 показана радиальная схема низковольтной сети, а на рис. 5 и рис. 6 – графики изменения мощности за сутки. В табл. 1 приведены результаты вычислений суточных потерь ЭЭ в низковольтной сети рассматриваемыми методами и показана погрешность каждого метода. При этом в качестве эталонного метода рассматривается метод графического интегрирования. Тогда минимальная величина погрешности (9 %) характеризует алгоритм с использованием значения 2τ , а максимальная величина (-56 %) – присуща расчету по значению средних нагрузок.

Погрешности представленных методов могут возникать из-за неточности определения значений потерь максимальных и минимальных потерь, неточности расчета времени наибольших потерь, неучета параметров графика нагрузки потребителей. Приведенные выше факторы снижают достоверность расчетных значений потерь. При этом достаточная точность характерна для метода графического интегрирования при имеющейся исходной информации.

Для увеличения точности расчетов уровней потерь ЭЭ по представленным алгоритмам необходим учет таких параметров оборудования, как нагревание проводов и сопротивлений контактных групп низковольтных аппаратов

Таблица 1

Расчетные значения потерь ЭЭ и погрешностей вычислений

Метод определения потерь	Расчетное значение потерь ЭЭ, кВт ч	Величина погрешности вычислений, %	Возможные причины возникновения погрешностей
Метод графического интегрирования	307	0	
Метод времени максимальных потерь τ	260	-16	По времени максимальных потерь τ – неточность вычисления времени максимальных потерь τ
Метод расчета 2τ	280	-9	Неточность расчета величин максимальных и минимальных потерь активной мощности, значительная трудоемкость сбора необходимой исходной информации
Вычисление по среднеквадратичным значениям нагрузки	186	-56	Принятые допущения для учета параметров нагрузочных зависимостей

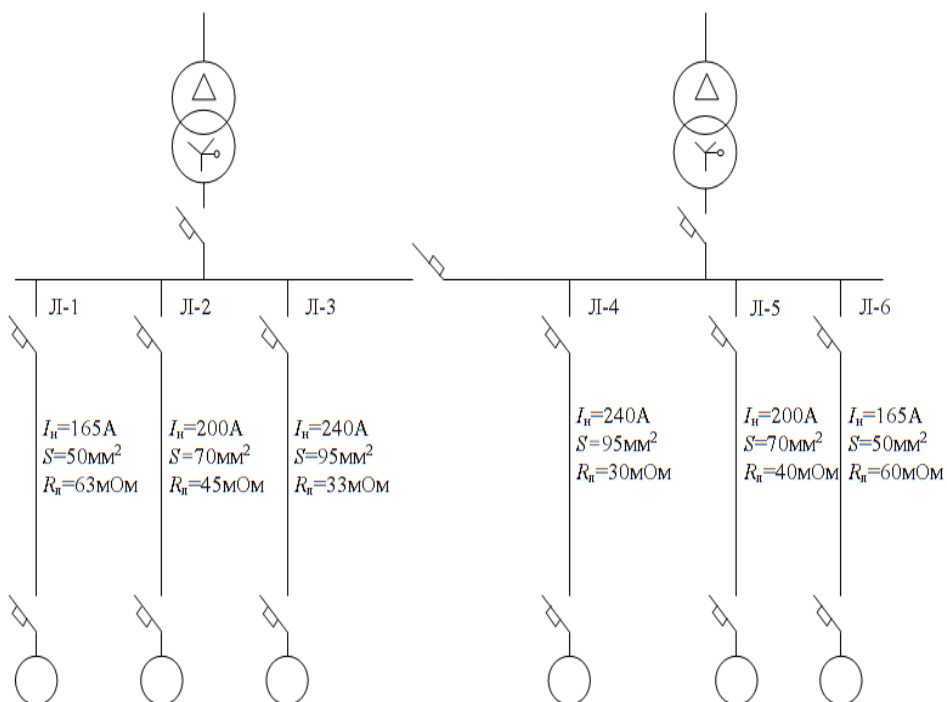


Рис. 4. Схема участка радиальной цеховой сети

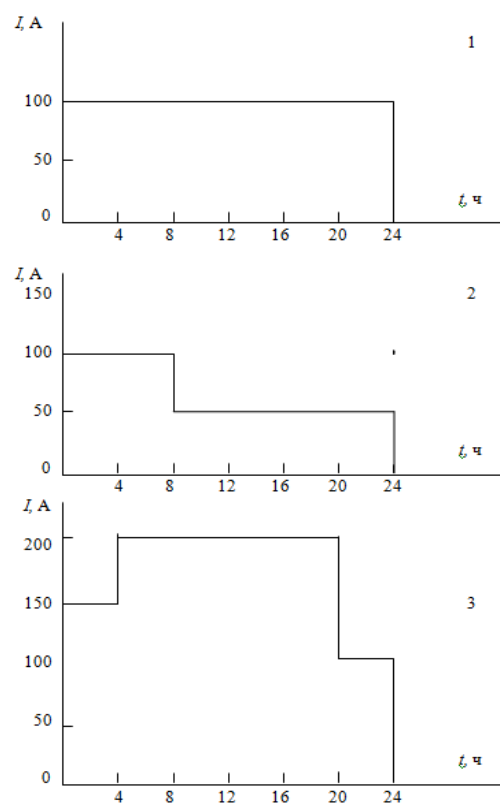


Рис. 5. Графики нагрузок 1–3 потребителей

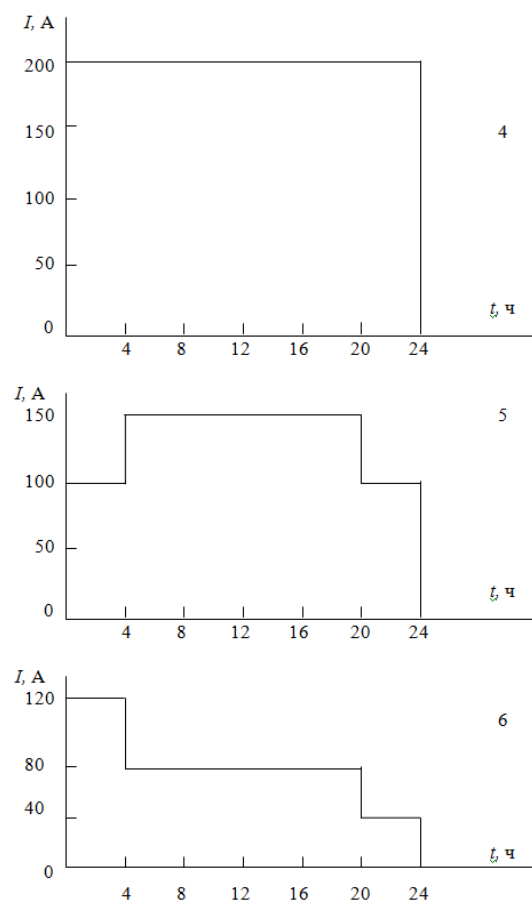


Рис. 6. Графики нагрузок 4–6 потребителей

Выводы

Проведенный анализ наиболее распространенных методов расчета потерь ЭЭ в низковольтных сетях показал, что

- рассмотренные детерминированные методы расчета отличаются достаточно высокими погрешностями (9–56%) вычислений потерь ЭЭ при недостатке достоверных данных о схемных и режимных параметрах и возможных принятых допущениях.
- целесообразность выбора метода расчета потерь должна быть обусловлена соответствием методических и информационных погрешностей.

Литература

1. Пономаренко О.И., Холиддинов И.Х. Влияние несимметричных режимов на потери мощности в электрических сетях распределенных систем электроснабжения // Энергетик. 2015. №12. С.6-8.
2. Косоухов Ф.Д., Васильев Н.В., Филиппов А.О. Снижение потерь от несимметрии токов и повышение качества электрической энергии в сетях 0,38 кВ с коммунально-бытовыми нагрузками // Электротехника. 2014. №6. С.6-12.
3. Авербух М.А., Жилин Е.В. О потерях электроэнергии в системах электроснабжения индивидуального жилищного строительства // Энергетик. 2016. №6. С. 54-56.
4. Еремина М.А. Развитие автоматических систем коммерческого учета энергоресурсов (АСКУЭ) // Молодой ученый. 2015. №3. С. 135-138.
5. Сапронов А.А., Кужеков С.Л., Тынянский В.Г. Оперативное выявление неконтролируемого потребления электроэнергии в электрических сетях напряжением до 1кВ // Известия вузов. Электромеханика. 2004. №1. С.55-58.
6. Грачева Е.И. Обработка статистической информации с целью выявления законов изменения параметров оборудования цеховых сетей // Вести высших учебных заведений Черноземья. 2016. № 2. с.34-43.
7. Зеленский Е.Г., Кононов Ю.Г., Левченко И.И. Идентификация параметров распределительных сетей по синхронизированным измерениям токов и напряжений // Электротехника. 2016. №7. С.3-8
8. Степанов А.С., Степанов С.А., Костюкова С.С. Идентификация параметров моделей элементов электрических сетей на основе теоремы Теллгена // Электротехника. 2016. №7. С. 8-11.
9. Грачева Е.И. Уточнение величины эквивалентного сопротивления цеховых сетей // Надежность и безопасность энергетики. 2015. №3. С.34-36.
10. Железко Ю.С., Артемьев А.В., Савченко О.В. Расчет, анализ и нормирование потерь электроэнергии в электрических сетях: Руководство для практических расчетов. М.: Издательство НЦ ЭНАС, 2004. 280 с.
11. Железко Ю. С. Статистические характеристики погрешностей измерительных комплексов и их использование при расчете недоучета электроэнергии // Электрические станции. 2006. № 2. С. 32-40.
12. Железко Ю.С. О нормативных документах в области качества электроэнергии и условий потребления реактивной мощности // Электрические станции. 2002. № 6. С.18-24.
13. Marinopoulos, A.G. Energy losses in a distribution line with distributed generation based jg stochastic power flow // Electric Power Systems Research. 2011. № 5. pp.86-94.
14. Wang, F. Reliability Evaluation of Distribution System Based on Modified Failure Mode and Effect Analysis Method // Low Voltagt Apparatus. 2013. № 1. pp. 37-42.
15. Graovac D. Universal power quality system – an extension to the universal power quality conditioner // international conference on power electronics and motion control 2000. № 4. pp. 32-38.

Авторы публикации

Грачева Елена Ивановна – д-р техн. наук, профессор кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий», Казанский государственный энергетический университет.

Шакурова Зумейра Мунировна – канд. пед. наук, доцент кафедры «Электроснабжение промышленных предприятий», Казанский государственный энергетический университет.

Абдуллазянов Рустем Эдвардович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Релейная защита и автоматизация электроэнергетических систем», Казанский государственный энергетический

университет.

References

1. Ponomarenko OI., Holidaynov II. Influence of the asymmetrical modes on losses power in electrical networks of the distributed systems of power supply. *Energetik*. 2015;12:6-8.
2. Kosouhov FD., Vasilev NV. Filippov AO. Decrease of losses from asymmetry of currents and improvement of electric energy in networks of 0,38 kV with household loadings. *Electrical Equipm.* 2014;6:8-12.
3. Averbuh MA., Zhilin EV. About losses of the electric power in systems of powersupply of individual housing construction. *Energetik*. 2016; 6:54-57.
4. Eremina MA. Development of automatic systems for commercial energy accounting of energy resources (AMRMS). *Molodojuchenyj*. 2015;3:135-138.
5. Sapronov AA., Kuzhekov SL., Tynjanskij VG. Expeditious identification of uncontrollable electricity consumption in electric networks up to 1kV. *News of higher education institutions. Electromecanics*. 2004;1 55-58.
6. Gracheva EI. Processing of statistical information for the purpose of revealing the laws of changing the parameters of the equipment of the workshop networks. *News of hidhereducational institutions of the Chernozem region*. 2016;2:34-43.
7. Zelenskii EG., Kononov YG., Levchenko II. Identification of parameters of distribution networks by synchronized current and voltage measurements. *Russian Electrical Engineering*. 2016;87(7):363-368.
8. .Stepanov AS., Stepanov SA., Kostyukova SS. Identification of parameters of models of electric network elements on the basis of tellegens theorem. *Russian Electrical Engineering*. 2016;87(7):369-372.
9. Gracheva EI. Specification of the magnitude of the equivalent resistance of the guild networks. *Reliability and safety of power engineering*. 2015;3:34-36.
10. Zhelezko YuS., Artemyev AV., Savchenko OV. *Calculation, analysis and rationing of electric power losses in electric networks: A guide for practical calculations*. M: Publishing House NTs ENAS, 2004. 280 p.
11. Zhelezko YuS. Statistical characteristics of the errors of measuring systems and their use in calculating the under-accounting of electricity. *Electric stations*. 2006;2:32-40.
12. Zhelezko YuS. About regulatory documents in the field of electric power quality and reactive power consumption conditions. *Electric stations*. 2002;6:18-24.
13. Marinopoulos AG. *Energy losses in a distribution line with distributed generation based jg stochastic power flow*. 2011;5:86-94.
14. Wang F. Reliability Evaluation of Distribution System Based on Modified Failure Mode and Effect Analysis Method. *Low Voltagt Apparatus*. 2013;1:37-42.
15. Graovac D. *Universal power quality system – an extension to the universal power quality conditioner*. *International conference on power electronics and motion control*. 2000;4:32-38.

Authors of the publication

Elena I. Gracheva – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Zumeyra M. Shakurova – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Rustem E. Abdullazyanov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

22 июля 2019г.



КОНЦЕПЦИЯ ТУРБУЛЕНТНОЙ «ВИХРЕВОЙ ЗАСЫПКИ» — МОДЕЛИ И МЕТОДЫ

Л.Э. Меламед¹, Г.А. Филиппов²

¹Акционерное общество «Интеллект», г. Москва

²Отделение энергетики, машиностроения, механики и процессов управления
Российской академии наук, г. Москва
lev.melamed@yandex.ru

Резюме: Представлены модели и методы изучения турбулентности, основанные на концепции турбулентной «вихревой засыпки». Суть этой концепции состоит в том, что турбулентное течение рассматривается как ламинарное, текущее через «вихревую засыпку», создающую внутреннее сопротивление. Это сопротивление можно рассматривать либо как распределенное, либо как локально-сосредоточенное. На основе первого представления получено модифицированное уравнение Навье-Стокса, его приближенное аналитическое и численные решения. На основе второго представления и разработанного для этих целей метода локальных флуктуаций получена компьютерная модель турбулентного потока в трубах. С помощью моделирования показано, что при задании определенной системы локальных флуктуаций вязкости расчетный профиль течения соответствует профилю скорости турбулентного потока. Величина и профиль турбулентной вязкости потока полностью определяются структурой и свойствами «вихревой засыпки». Результаты работы подтверждают возможность и эффективность рассмотрения турбулентности на основе данной концепции.

Ключевые слова: турбулентность, вихревая засыпка, моделирование, локальные флуктуации.

Благодарности: Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (РФФИ, проект № 18-08-00051а).

Для цитирования: Меламед Л.Э., Филиппов Г.А. Концепция турбулентной «вихревой засыпки» — модели и методы // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 97-109. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-97-109.

THE CONCEPT OF TURBULENT «VORTEX BACKFILL» — MODELS AND METHODS

LE Melamed¹, GA Filippov²

¹ Joint-stock company "Intelligence", Moscow, Russian Federation

² Department of power, mechanical engineering, mechanics and control processes of Russian Academy of Sciences, Moscow, Russian Federation
lev.melamed@yandex.ru

Abstract: Models and methods for studying turbulence based on the concept of turbulent "vortex backfill" are presented. The essence of this concept is that the turbulent flow is considered as laminar, flowing through a "vortex backfill", which creates internal resistance. This resistance can be considered either as distributed, or as locally concentrated. Based on the first representation, a modified Navier-Stokes equation, its approximate analytical and numerical solutions are obtained. Based on the second concept and the local fluctuation method developed for these purposes, a computer model of the turbulent flow in the pipes is obtained. Using simulation, it is shown that, when a certain system of local viscosity fluctuations is specified, the calculated flow profile corresponds to the profile of the turbulent flow velocity. The magnitude and profile of the turbulent viscosity of the flow are completely determined by the structure and properties of the "vortex backfill". The results of the work confirm the possibility and efficiency of considering turbulence based on this concept.

Keywords: turbulence, «vortex backfill», simulation, local fluctuations.

Acknowledgments: This work is fulfilled with financial support of the Russian fund of basic researches (RFFI, the project № 18-08-00051a).

For citation: Melamed LE, Filippov GA. The concept of turbulent «vortex backfill» - models and methods. Power engineering: research, equipment, technology. 2019;21(5):97-109. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-97-109.

Введение

Турбулентные течения жидкостей и газов присутствуют в огромном числе машин и аппаратов не только в энергетике (в частности, в атомной энергетике), но и в других отраслях техники и явлениях природы. Изучение турбулентности наталкивается на серьезные экспериментальные и математические трудности, но «...это не должно затемнять того факта, что сердцевиной процесса является физика» [1]. В настоящее время экспериментальное изучение турбулентного течения в трубах ведется с огромным размахом. Кроме специально созданных экспериментальных установок в Делфте, Голландия, Принстоне, США (установка *Superpipe*), были созданы огромные экспериментальные установки *CoLaPipe* в Коттбусе, ФРГ и *CICLoPE* в Форли, Италия.

Этому изучению способствуют и модели, физические и математические. Модели [2-5] заостряют внимание на основных аспектах физики процесса, оставляя в стороне второстепенные. В физике турбулентности основную роль играют вихри – вращающиеся объёмы вещества, образующиеся в потоке после достижения им некоторой критической скорости. Рассмотрению и учету вихревых структур посвящено огромное количество работ. В качестве одного из последних примеров можно привести работу [2], в которой вихри (или диполи) считаются квазитвердыми и обтекаются абсолютно невязкой жидкостью. В данной работе рассматривается другая модель, а именно, предложенная в [3] модель турбулентной «вихревой засыпки», в которой вязкость несущего потока учитывается в полном объёме. Концепция этой модели состоит в том, что турбулентный поток можно рассматривать как ламинарный, но текущий через «вихревую засыпку», которую нужно учитывать как внутреннее сопротивление, распределенное или локально-сосредоточенное. При этом используется глубокая внутренняя связь между турбулентными течениями и течениями в зернистом слое. На основе этой концепции предложены методы ее реализации и получены новые результаты.

Модель турбулентной «вихревой засыпки» построена как двухфазная. Течение в ней можно представить себе как ламинарный поток между жидкими вихрями, движущимися и вращающимися, меняющими форму и размеры. Поступательно они двигаются с чуть меньшей скоростью, чем свободный поток. Вращение вихрей делает их мало «прозрачными» для основного, несущего потока, что увеличивает их эффективную вязкость. Эти обстоятельства создают внутреннее сопротивление для потока, которое отсутствует в ламинарном течении.

Термин «засыпка» применяется к зернистым слоям из твердых частиц, применяющимся в атомной энергетике, химической и других отраслях промышленности [6]. В аппаратах с такими слоями потоки рассматриваются как преодолевающие внутренние объемные сопротивления. Величины таких сопротивлений находятся на основе экспериментальных данных.

Модель с равномерно распределенным сопротивлением и ее математическая реализация

Расчетные модели турбулентности, применяющиеся в настоящее время, используют, в основном, понятие о турбулентной вязкости. Внутреннее сопротивление рассматривается редко. Примером является работа [7]. В ней сила сопротивления добавлена в правую часть уравнения Навье-Стокса в виде бесконечного степенного ряда по скоростям. Коэффициенты ряда определяются по экспериментальным данным. В нашей работе добавлено только одно слагаемое. Экспериментальные данные не требуются.

Уравнение движения в круглой цилиндрической трубе имеет вид (здесь F – распределенное сопротивление)

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (\mu r \frac{dw}{dr}) = P - F \quad \text{или} \quad y'' + \frac{y'}{x} = \frac{PR^2}{\mu w_a} (1 - \frac{F}{P}). \quad (1)$$

Здесь введены следующие обозначения: w – скорость, м/с, $y = w/w_a$ – относительная скорость, w_a – средняя скорость потока, м/с, r – радиус, м, $x = r/R$ – относительный радиус,

R – радиус канала, м, μ – динамическая вязкость, Па·с, $P = \partial p / \partial z$ – градиент давления, Па/м, p – давление, Па, z – направление по оси потока, м, F – градиент давления от распределенного сопротивления, Па/м.

Покажем, что при определенном выражении для функции $F/P = \gamma(x, y)$ это уравнение определяет профиль осредненной скорости турбулентного потока. Величины P (полное сопротивление турбулентного потока) и F (сопротивление «вихревой засыпки») в общем виде равны выражениям

$$P = \frac{\xi}{2R} \rho \frac{w_a^2}{2} \text{ и } F = \frac{\xi_s}{d_s} \rho \frac{w_a^2}{2}, \quad (2)$$

где ρ – плотность, кг/м³, d_s – характерный диаметр зерна «засыпки», м. Нас интересует входящее в уравнение (1) отношение $\gamma = F/P$. Для определения этого отношения была проведена серия вариантных расчетов, в которых менялись как число Re, так и гипотетически возможные параметры зерен «вихревой засыпки». Коэффициент сопротивления потока ξ в его зависимости от числа $Re = 2Rw_a\rho/\mu$ известен по экспериментальным данным и их аппроксимациям. Коэффициент сопротивления засыпки ξ_s , рассматриваемый в технических приложениях [4], зависящий от пористости засыпки и диаметра ее «зерна», также известен. Результаты расчетов показали, что по порядку величин градиенты давления P и F близки. Оказалось, что величина γ хорошо описывается формулой $\gamma = (y/y_c)^2$, где $y_c = y(0)(1-x^2/2)^{0.5}$ – профиль, аппроксимирующий скорость турбулентного потока в его центральной части. Таким образом, величина γ , которая представляет собой долю общих потерь, приходящуюся на засыпку, зависит только от радиуса и формы профиля скорости и не зависит от ее амплитуды.

Теперь модифицируем уравнение (1). Заменяем величину γ выражением $(y/y_c)^2$ и обозначим $PR^2/\mu w_a = G$. Введем коэффициент $\theta = \theta(x)$ – характеристическую функцию, значение которой определяется зоной течения. Коэффициент $\theta = 1$ в турбулентном ядре и $\theta = 0$ в вязком подслое, вблизи стенки. В переходной зоне, в первом приближении, положим величину $\theta = 0,5$. Таким образом, радиусы точек перемены значений θ зависят только от числа Re.

Уравнение движения примет вид

$$y'' + \frac{y'}{x} = G(1 - \theta(x)) \frac{y^2}{y_c^2(0)(1 - x^2/2)}, \quad 0 \leq x \leq x_i, \quad i=1,2,3. \quad (3)$$

Уравнение неразрывности в нашем случае заменяется условием постоянства объемного расхода

$$2\pi \int_0^R w(r)rdr = w_a \pi R^2 \text{ или } 2 \int_0^1 yx dx = 1.$$

Это условие определяет полный расход через все сечение, а при заданном расходе – среднюю скорость w_a .

Для отдельных зон течения условие для расхода приобретет вид

$$2 \int_0^{x_i} y_i x dx = 2 \int_0^{x_i} \phi x dx = J_i, \quad i=1,2,3, \quad (4)$$

где J_i – относительный расход, а $\phi(x)$ – принятое за эталон распределение скоростей, а именно – распределение по формуле Рейхардта, приведенной к виду $\phi(x) = w/w_a$.

Итак, задача в окончательном виде содержит уравнение движения (3), уравнение неразрывности (4) и граничные условия: на левой границе (при $x = 0$) $y_i(0) = 0$, на правой границе (при $x = x_i$) $y_i = y_i^*$.

Расчет поля скоростей может вестись как для всех зон, последовательно от стенки к оси, так и для каждой зоны отдельно. В этом случае граничные условия для них можно получить из эталонного решения. В пристенной зоне, при $\theta=0$, решение соответствует известному параболическому закону.

Решение одномерного уравнения

Рассмотрим нахождение профиля скорости в ядре турбулентного потока. Интегральное условие (4) заменяется эквивалентным дифференциальным (с введением новой неизвестной и дополнительным краевым условием), и задача становится системой трех обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка. Величина $y(0)$ определяется итерационно. Ее начальная величина берется из известного диапазона значений 1,15 – 1,30. Распределение ϕ определяется формулой Рейхардта. Коэффициент $\theta=1$ в ядре потока. Величина G , на основе первой из формул (2) и знака градиента, равна $G = -\xi(Re)Re/8$. Решение производится с помощью системы *Matlab*.

Полученные результаты (профили скоростей в турбулентном ядре потока) представлены на рис.1. Сравнение расчетных и эталонных скоростей показывает их близость. Скорости на осях как при $Re = 4 \cdot 10^3$, так и при $Re = 4 \cdot 10^4$, оказались практически одинаковыми, при $Re = 4 \cdot 10^5$ их расхождение не превысило 1,4%.

Включение внутреннего сопротивления в двумерную задачу

Эта же задача, но уже для двумерной осесимметричной задачи и для всего поля течения (а не только для турбулентного ядра потока), была решена в [3] с помощью компьютерной системы *Comsol Multiphysics*. В этой системе есть возможность в уравнении течения задать дополнительное сопротивление F аналитически, а именно, в виде

$$F = \theta \frac{\partial p}{\partial z} \cdot \frac{y^2}{y(0)^2(1-x^2/2)} \quad (5)$$

где y , м/с – скорость в направлении оси z трубы.

Уравнение неразрывности не изменяется. Таким образом, проверено утверждение о том, что эта методика дает возможность рассчитывать турбулентные течения по программам для ламинарных течений.

Приближенное аналитическое решение

Одновременно с экспериментальными исследованиями [8-10] ведется и теоретический анализ процесса, связанный с выбором «правильной» формы аппроксимации получаемых экспериментальных данных [11-13], удовлетворяющей при этом определенным теоретическим представлениям. Обсуждение этой темы велось ранее крупнейшими учеными и ведется сейчас (Г.И. Баренблатт [14,16], И.И. Вигдорович [15] и др.) и зачастую принимает форму публичной дискуссии. Сталкиваются два закона изменения средней скорости по радиусу канала (точнее – в ядре потока, вне промежуточного слоя и ламинарного подслоя) – логарифмический (универсальный, не зависящий от числа Re) и степенной (не универсальный). Авторы [14,16] пишут, что «универсальный логарифмический закон не соответствует экспериментальным данным». Они предлагают новый степенной закон, включающий число Re . Автор [15] возражает. Предлагаемое на основе данной концепции уравнение турбулентного движения, как будет показано ниже, имеет степенное решение.

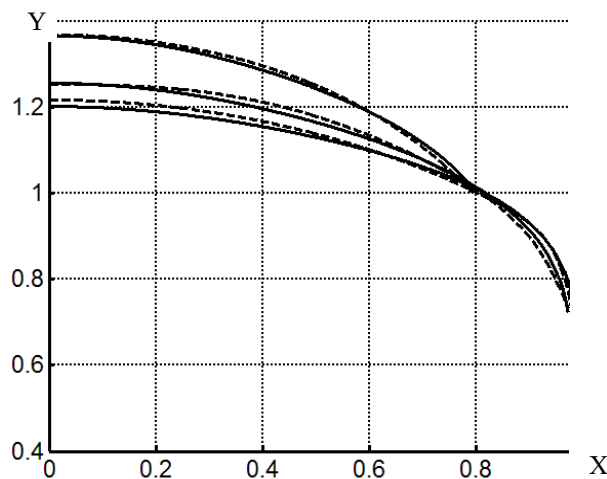


Рис.1. Расчетные (пунктирные) и эталонные (сплошные) скорости турбулентного ядра потока в трубе при различных числах Re (x – относительный радиус, y – относительная скорость). Профили соответствуют $Re = 10^4, 10^5, 10^6$ – сверху вниз (в левой части рисунка)

Найдем приближенное аналитическое решение уравнения (1) для турбулентного ядра. Оно, как известно, при больших Re занимает практически все поле течения [17]. Граничную точку ядра (x_k, y_k) определяем в соответствии с трехслойной схемой Кармана. Кроме выше названных, введем еще новое условие, а именно – условие в особой точке. Как отмечено в [8] по результатам экспериментов, так и по обобщающим более ранние эксперименты выражениям [17] имеет место следующее. На графиках кривых $y = f(x, Re)$, определяющих скорость, существует точка (x^*, y^*) , в которой все профили (для всех Re) пересекаются, и при этом $y^* = 1$. Эту особую точку, не зависящую от числа Re , мы впервые предлагаем использовать в качестве ещё одного условия задачи:

$$y(x^*) = y^*, \quad (6)$$

Это условие позволит определить дополнительный параметр решения. Получим приближенное аналитическое решение, применив метод последовательных приближений. Как известно, успех этого метода зависит от подходящего выбора начального (нулевого) приближения. Это нулевое приближение примем в виде:

$$y = y(0)\sqrt{\left(1 - x^2/2\right)\left(1 - c - x^n\right)} \quad (7)$$

Интегрирование уравнения (1) с граничными условиями на оси и при $x = x_k$ (при $\theta=1$) приводит к степенному решению (первому приближению)

$$y = y_k - G \left[m \left(x_k^2 - x^2 \right) + \left(x_k^p - x^p \right) / p^2 \right] \quad (8)$$

где $m = c/4$, $p = n+2$. Условия (4) и (6) позволяют найти неизвестные параметры m и p , т. е. полностью определить параметры скорости.

Приведем некоторые подробности вычислений. После подстановки решения (8) в (4) условие баланса расхода станет таким

$$\frac{y_k}{x_k^2} - \left[G \frac{m}{2} + \frac{x_k^{p+2}}{p(p+2)} \right] - \frac{Q_k}{x_k^4} = 0$$

Условие в особой точке станет таким:

$$y_* - y_k - G \left[m \left(x_*^2 - x_k^2 \right) + \left(x_*^p - x_k^p \right) / p^2 \right] = 0 .$$

Входящие в эти два уравнения параметры m и p определяем следующим образом. Коэффициент сопротивления примем равным $\xi = (1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^{-2}$ (известная формула Г.К. Филоненко). Особая точка по Рейхардту [17] имеет координаты $x_* \approx 0,80$, $y_* = 1$. Далее вспомним тождество $G = -\xi \text{Re} / 8$, которое следует из определения коэффициента сопротивления ξ с учетом знака градиента давления P . Полученное решение достаточно близко совпадает с экспериментальными данными для ядра потока. Решение (8) удобно представить в виде

$$y = y_k + a \left(x_k^2 - x^2 \right) + b \left(x_k^p - x^p \right), \quad (9)$$

где $a = -Gm$, $b = -G/p^2$. Вычисленные нами для диапазона $4 \cdot 10^4 \leq \text{Re} \leq 4 \cdot 10^7$ параметры a , b и p описываются следующими выражениями:

$$a = 0,0175 \lg^2 \text{Re} - 0,271 \lg \text{Re} + 1,285, \quad b = 0,084 \lg \text{Re} - 0,0865, \quad p = 0,373 \exp(0,851 \lg \text{Re}).$$

Проанализируем качественные характеристики решения. Рассмотрим, из каких компонентов складывается модуль скорости и как они меняются в зависимости от числа Re . Этих компонентов три: y_k – «несущая» скорость турбулентного ядра; $y_1 = a(x_k^2 - x^2)$ – параболическая составляющая скорости (она создает профиль турбулентного ядра); $y_2 = b(x_k^p - x^p)$ – степенная непараболическая составляющая скорости, которая оказывает очень малое влияние на профиль потока всюду, за исключением пристеночной области. На рис.2 представлены эти компоненты при двух числах Re – при $\text{Re} = 1 \cdot 10^4$ (рис.2a) и $\text{Re} = 4 \cdot 10^7$ (рис.2b).

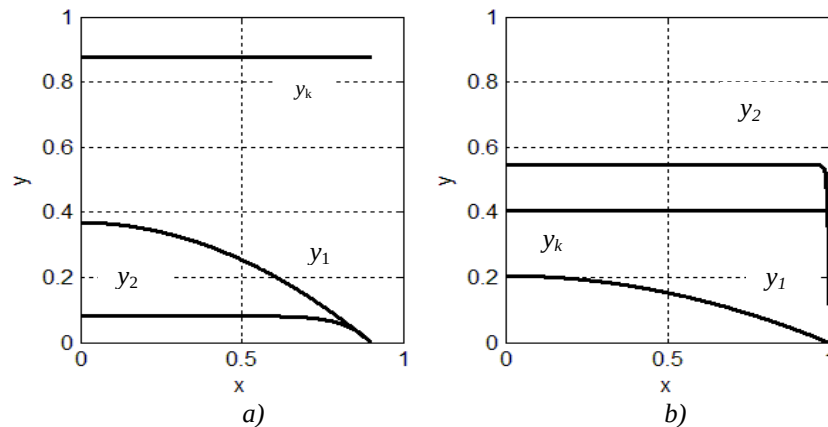


Рис.2. Составляющие скоростей при $\text{Re} = 1 \cdot 10^4$ (a) и $\text{Re} = 4 \cdot 10^7$ (b); здесь y_k – несущая скорость, y_1 – параболическая компонента скорости, y_2 – степенная (непараболическая) компонента скорости

Несмотря на изменение чисел Re более чем на три порядка, характер компонент сохраняется неизменным. Величина y_k постоянна по радиусу; величина y_1 – парабола с переменными параметрами; величина y_2 почти постоянна по радиусу и уменьшается только вблизи края зоны ядра или стенки; при этом все они зависят от Re . Коэффициент a в рассматриваемом диапазоне чисел Re уменьшается от 0,45 до 0,2, коэффициент b растет от 0,25 до 0,55. Сильнее всего меняется показатель степени p – от 11 до 240. При таких больших степенях p значение x^p близко к нулю почти всюду, что и приводит к почти полному постоянству y_2 по радиусу.

Увеличение параметра b и координаты x_k с ростом Re приводит к увеличению компоненты y_2 почти в шесть раз. Однако самое интересное происходит с компонентой y_1 . Она уменьшается мало, только в два раза, и ее вклад остается существенным при самых больших числах Рейнольдса. Именно ей обязан своей параболичностью профиль скорости в его большей части при любом значении числа Re . Итак, полученное решение и его анализ позволяют оценить форму и величины компонент, формирующих профиль турбулентной скорости.

Важно отметить, что выражение (9) с условиями (4) и (6) пригодно для описания точного решения для ламинарного течения. Тогда константы будут такими: $x_k=1$, $y_k=0$ (условия на стенке), $Q_k=1$ (полный расход), $y^*=1$, $x^*=1/\sqrt{2}$ (особая точка в данном случае). Подставив эти величины в условия (4) и (6), получим систему, откуда найдем $m=0$, $p=2$. Для этих значений из (9) получим $y = G(1-x^2)/4$. Так как для ламинарного потока $\xi=64/Re$, получим окончательно $y=2(1-x^2)$, т.е. скорость ламинарного потока. Таким образом, формула (4) является обобщающей для турбулентного и ламинарного режимов течения.

В завершение этого раздела можно констатировать, что полученная нами степенная, зависящая от числа Re форма профиля турбулентного течения в трубах представляется нам предпочтительной в дискуссии [14-16].

Модель с локально-сосредоточенными сопротивлениями и ее компьютерная реализация

Методы математического моделирования не дают возможности явным образом вводить в рассмотрение основные физические составляющие турбулентного течения, а именно, сами вихри или вихревые трубки. Их воздействие заменяется некоторыми распределенными внутренними параметрами (турбулентной вязкостью, кинетической энергией, скоростью диссипации кинетической энергии и т.п.). Явное же введение в компьютерные расчеты этих элементов крайне затруднительно (в связи с их многочисленностью, необходимостью задания граничных условий). Предложенный нами метод локальных флуктуаций [16] дает возможность обойти вышеназванные затруднения. Рассмотрим его.

Метод локальных флуктуаций

Сутью метода является замена вихрей эквивалентными им (по динамическому воздействию) флуктуациями вязкости. В рассмотрение вводится задаваемая априори система вихрей, которая рассчитывается впрямую. Работа является продолжением ряда работ авторов, в которых рассматривалось влияние переменной (по радиусу канала) вязкости, связанной с течением разнородных сред, на поле скоростей при ламинарных и турбулентных течениях. Рассматривались слоистые течения; было определено понятие постоянной «эффективной» вязкости, которая заменяет переменную – в определенном расчетном смысле.

Предлагаемый подход позволяет обходиться вместо достаточно сложного расчета турбулентного течения более простым расчетом ламинарного течения с флуктуациями, моделирующими вихревую засыпку. Используются уравнения Навье-Стокса без осреднения. Описанные аналитическими выражениями включения автоматически распространяются на всю область при любой ее форме. Данным методом могут рассчитываться как жидкие и газообразные (двух и многофазные) среды, так и неоднородные твердые тела (композитные, пористые и пр.). Можно учитывать изменения неоднородностей (их формы и размеров) в ходе физического процесса, т.е. ставить и решать широкий круг задач.

Для формирования расчетного поля используется понятие о характеристической функции $\theta(M)$, определенной на множестве Ω так: $\theta(M)=1$, если точка M принадлежит множеству Ω , и $\theta(M)=0$ в противном случае. Характеристическая функция может быть любой размерности. На расчетной сетке она образует пространство нулей с вкрапленными «островами» единиц, которые являются «носителями» определенных свойств.

Характеристические функции работают следующим образом. Зададим в качестве некоторой характеристики поля, например, вязкости μ формулу

$$\text{где } \theta - \mu = \mu_1 + (\mu_2 - \mu_1)\theta,$$

характеристическая функция системы включений. Из нее следует, что характеристикой основного поля, где $\theta=0$, будет величина μ_1 , а характеристикой всех включений, где $\theta=1$, будет величина μ_2 . Если нужно задать свойство μ не только в объемах флуктуаций, но и на их поверхностях (оболочках), эта величина представляется в виде

$$\mu = \mu_1 + (\mu_2 - \mu_1)\theta_1 + \mu_3\theta_2. \quad (10)$$

Здесь μ_1 – характеристика внешней среды, μ_2 – характеристика внутренних объемов флуктуаций, μ_3 – характеристика оболочек флуктуаций, θ_1 и θ_2 – характеристические функции объемов и оболочек.

Чтобы задать в плоской области (r, z) (осевом сечении трубы) систему круговых включений с радиусом R , расположенных в прямоугольном порядке, с расстоянием a между их центрами по оси r и b по оси z , зададим характеристическую функцию этих включений в виде:

$$f(r, z) = \left((r - r_0)^2 + (z - z_0)^2 \right) \leq R(r, z)^2.$$

Эта логическая функция равна единице внутри кругов и нулю вне их. Здесь

$$r_0 = a([r/a] + 0,5), \quad z_0 = b([z/b] + 0,5)$$

– множество координат центров кругов. Прямые скобки в данном выражении обозначают функцию «ближайшее целое слева».

Более близким к естественному (хаотическому) расположению вихрей является шахматное распределение. Оно создает большую загруженность области, чем прямоугольное. Для создания дополнительных рядов включений используем ту же функцию f , но сдвинутую относительно первой на величину m по оси r и n по оси z , а именно функцию $\varphi(r, z) = f(r - m, z - n)$. Сумма функций $f(r, z)$ и $\varphi(r, z)$ создаст шахматное распределение круговых включений. Вязкость всей структуры задается выражением

$$\mu = \mu_0 + (\mu_2 - \mu_0)(f(r, z) + \varphi(r, z)).$$

В результате во всех точках вне круговых включений, где $f(r, z) = \varphi(r, z) = 0$, получаем $\mu = \mu_0$, т.е. вязкость равна вязкости текущей жидкости. В самих включениях имеют место условия $f(r, z) = 1$ или $\varphi(r, z) = 1$ (поскольку эти круговые включения не пересекаются), и вязкость оказывается равной заданной вязкости внутренней части круговых включений, т.е. $\mu = \mu_2$. Надо отметить, что сформированные таким образом флуктуации вязкости представляют собой как бы комки вещества и движутся вместе с потоком, но с несколько иной скоростью, получаемой в результате решения задачи.

Рассмотрим возможность вводить зависимость от координат непосредственно в характеристическую функцию. Для этого требуется изменить свойства характеристической функции, а именно, положить, что на множестве Ω $\theta(M) \neq 0$ (вместо $\theta(M) = 1$). Примером может служить функция, представленная на рис.3, которая дает шахматное распределение синусоидальных по амплитуде пятен вязкости (или плотности) в плоской области. Здесь каждый носитель – это прямоугольник со сторонами a и b . На рисунке представлены изоконтурные этого распределения при взгляде сверху. Существенно увеличив вязкость, можно придать флуктуациям свойства твердого тела.

Рассмотрим вопрос о введении в рассмотрение (при необходимости) границ флуктуаций, их оболочек. Эти границы легко описывать δ -функциями (или их аппроксимациями). Так, δ -функцию на окружности радиуса R можно задать выражением $(\alpha/\pi)/(\alpha^2(R-r)^2+1)$ (при достаточно большом α). Можно использовать и логическую форму. Если эту же окружность считать кольцом шириной ε , то ее характеристической функцией будет логическое выражение $(r \leq R)(r \geq (R - \varepsilon))$.

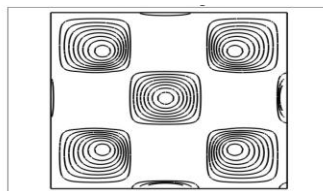


Рис.3. Контурные равных высот флуктуаций синусоидальной формы при их шахматном расположении (вид сверху)

В качестве примера использования вышеизложенного метода рассмотрим моделирование потока жидкости в трубе с мелкими пузырьками газа. Рассматривается ламинарное восходящее движение воды в вертикальной трубе. Расчетная область – цилиндр диаметром 0,01 и высотой 0,02 м. Шарики пара радиусом 0,5 мм в количестве 150 равномерно распределены по объёму, создавая расходное объёмное паросодержание $\beta=0,1$. На рис.4 видна в четырех сечениях картина вязкости системы (пузырьки пара – белого цвета). Вязкость и плотность системы соответствуют формуле (10), в которой были использованы описанные выше характеристические функции в их трехмерной логической форме.

Профиль скоростей на входе – параболический. Расчеты велись в системе *Comsol Multiphysics*. Результаты расчетов сравнивались с экспериментальными данными [19]. Расчеты перепадов давления и коэффициентов сопротивления потока в диапазоне чисел Рейнольдса от 100 до 1000 дали результаты, отличающиеся от экспериментальных не более чем на 10%. В результате расчета были получены также поля скоростей и несущей среды, и расположенных в нее пузырьков – включений.

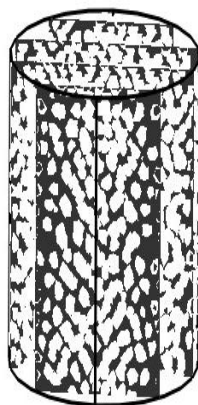


Рис.4. Вязкость воды и пузырьков пара в трубе (в четырех сечениях)

Рассмотрев метод локальных флуктуаций, вернемся к модели, в которой он применяется.

Локально-сосредоточенная модель и ее реализация

Моделью с локально-сосредоточенными сопротивлениями является система флуктуаций вязкости, дающая такие же интегральные характеристики потока, что и реальная система вихрей или вихревых трубок. Иными словами, это сравнение турбулентной «вихревой засыпки» с некоторой гипотетической засыпкой, состоящей из жидких шаров другой вязкости и, в общем случае, других размеров, но дающей тот же профиль скоростей. Введем следующее определение. Назовем эквивалентной засыпкой, дающую в турбулентном потоке в трубе тот же профиль скорости и то же сопротивление, что и «натуральная» вихревая засыпка, т.е. сам поток. Критерием эквивалентности будем считать равенство интегралов от сил давления, действующих на контрольную поверхность при данном значении Re . Этот признак гарантирует одинаковость динамического влияния объекта и его модели на окружающую среду.

Моделирование одиночного вихря.

Рассмотрим условия замены (в целях расчета) вращающегося подвижного вихря или вихревой трубки также подвижным, но не вращающимся объемом другой вязкости. Эквивалентность такой замены будет достигнута, в соответствии с известным методом Шварца, если вместо убранной части расчетной области будет вставлена другая часть, обладающая тем же динамическим воздействием на окружающую среду.

Процесс выбора параметров требуемой эквивалентной замены рассмотрим на примере отдельного вращающегося шарового объема жидкости, находящегося на оси трубы и движущегося вместе с жидкостью. В данном примере диаметр трубы $D=0,2$ м, высота $H=0,3$ м, диаметр шара $d=0,1$ м, средняя скорость потока $w_a=100$ м/с, плотность жидкости (газа) $\rho=1$ кг/м³, динамическая вязкость $\mu=10^{-3}$, число Рейнольдса по диаметру шара $Re=10^4$, на входе – параболический профиль скорости. Задача решалась в системе *Comsol Multiphysics* как осесимметричная трехмерная модель. В результате серии расчетов получено, что изменение угловой скорости вращения вихря на пять порядков (от $\omega=0,001$ 1/сек до $\omega=100$ 1/сек) мало сказывается на величине силы давления, изменяя ее не более чем на 10-12 % от среднего значения. Даже малая скорость вращения делает вращающийся

объем почти непроницаемым для внешнего потока, и степень этой непрозрачности с увеличением скорости вращения меняется мало. Вращение вихря в других направлениях почти не меняет динамическое воздействие на него. Это явление благоприятствует условиям моделирования, делая их мало зависящими от разброса скоростей вращения вихрей. Для дальнейшей работы выбирается некоторое среднее значение динамического воздействия (при данном числе Рейнольдса).

Далее возникает вопрос о том, как найти величину вязкости рассматриваемой флуктуации, которая придаст ей необходимую интегральную силу давления в данных условиях. Для определения зависимости динамического воздействия от вязкости проводится другая серия расчетов, а затем путем сравнения графически определяется искомая величина вязкости. В нашем случае она равна $\mu^*=0,4$ Па·сек. Таким образом находится эквивалентная вязкость флуктуации данного радиуса при данном значении Re для шара.

Моделирование системы вихрей

Рассмотрев получение одиночной эквивалентной флуктуации, обратимся теперь к задаче формирования системы вихрей, конкретно – применительно к круглой цилиндрической трубе [18]. Построим систему вихревых тороидальных трубок, окружающих ось трубы и расположенных в шахматном порядке. Требуется выбрать размеры (радиусы) вихревых трубок и их вязкость. Предварительно для этого надо определить, в свою очередь, а) величину и профиль эффективной («турбулентной») вязкости в трубах и б) степень влияния вязкости включений на эффективную вязкость «смеси».

Для определения параметров распределенной турбулентной вязкости применим уравнение (3). Внутреннее сопротивление в нем представлено вторым членом в скобке правой части. Это выражение является отношением $\gamma = F/P$ – градиента сил сопротивления F к градиенту сил давления P (см. [3]). Численное решение уравнения (3) дает возможность найти зависимость величины γ от радиуса канала при различных значениях числа Re. Результаты показывают, что величина γ мало отличается от единицы на большей части турбулентного ядра и резко уменьшается только при $x \geq 0,5-0,7$. Внутреннее сопротивление F (поскольку P постоянно) также уменьшается в переходной области, где $\theta \approx 0,5$, и полностью исчезает в ламинарном подслое, где $\theta=0$. Нужно отметить, что профиль величины γ достаточно хорошо соответствует известным распределениям турбулентной вязкости.

Итак, найден профиль турбулентного сопротивления F , но не его величина. Для определения искомой величины рассмотрим вопрос о соотношении физической и турбулентной (расчетной) вязкостей, как по величине, так и по профилю. Для этого выпишем два уравнения Навье-Стокса для стационарного течения в круглой трубе. Первое уравнение – с турбулентной вязкостью $\mu_t(r)$ и градиентом P_1 , соответствующим турбулентному режиму – $(\mu_t(r)rw'_t)' / r = P_1$. Второе уравнение – с физической вязкостью μ_0 и градиентом P_2 , соответствующим ламинарному режиму – $(\mu_0rw')' / r = P$. Однократно проинтегрируем (с учетом условия на оси) оба уравнения и разделим их почленно друг на друга. Получим (в относительных величинах) соотношение $\frac{\mu_t(x)}{\mu_0} = \frac{y'_t \xi_t}{y'_t \xi}$. Используем для

нахождения производных y' и y'_t логарифмический профиль $y_t = \sqrt{\frac{\xi_t}{8}} \left(\frac{1}{k} \ln \eta + B \right)$ в турбулентном случае и параболический $y = 2(1-x^2)$ в ламинарном. Коэффициенты сопротивления примем такими: $\xi_t = (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2}$ (П.К. Конаков) и $\xi = 64/Re$. В результате получаем такую зависимость турбулентной вязкости от физической вязкости, режима течения и радиуса канала ($\phi(x)$ – парабола)

$$\mu_t = A\mu_0\phi(x) = \frac{\mu_0 k Re \phi(x)}{8\sqrt{8}(1,8 \lg Re - 1,5)} \quad (11)$$

В соответствии с известными данными примем, что от оси и до $x=0,5$ отношение $\mu_t(x)/\mu_0$ – постоянная величина, а далее оно уменьшается по параболическому закону. Это приводит к следующему виду логической функции $\phi(x)$:

$$\phi(x) = (x < 0,5) + 4x(1-x)(x > 0,5) \quad (12)$$

Результаты расчетов по формулам (11, 12) хорошо согласуются с известными экспериментальными данными, определяющими турбулентную вязкость. Таким образом, с помощью анализа общеизвестных уравнений для профиля скорости и коэффициента сопротивления турбулентного и ламинарного потоков получено новое простое выражение

для величины и профиля средней вязкости турбулентного потока, т.е. получен ответ на вопрос а) данного раздела.

Рассмотрим теперь вопрос б) этого раздела – вопрос о соотношении вязкости включений и средней вязкости смеси, т.е. турбулентной вязкости потока. Из-за вращения вихрей их эквивалентная вязкость значительно больше физической, что существенно увеличивает среднюю вязкость потока. В то же время вблизи стенок происходит уменьшение сопротивления, т.е. средней вязкости, за счет уменьшения размера вихрей-зерен, разрежения турбулентной «засыпки» (увеличения ее пористости). Для оценки влияния размера включений на вязкость потока была проделана серия расчетов с переменными (от расчета к расчету) размерами зерен. Сначала рассматривался предельный случай – плотная упаковка зерен некоторого радиуса R_0 , имеющих физическую вязкость μ_2 (при вязкости жидкости μ_1). Конкретная величина R_0 не имеет значения, поскольку при плотной упаковке загруженность сечения не зависит от радиуса. Последовательно уменьшая радиус зерен R , получили, что отношение средней вязкости однородной смеси к вязкости зерен пропорционально $(R/R_0)^3$. Таким образом, чтобы средняя вязкость менялась как $\varphi(x)$, нужно, чтобы радиус включений уменьшался по закону

$$R(x) = R\varphi(x)^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

где R – принятый радиус включений вблизи оси потока.

Следующая серия расчетов была проведена с использованием зависимости (13) и переменным числом Рейнольдса – от 10^4 до 10^7 . В результате была получена следующая рекомендация для вязкости зерен-флуктуаций μ_2 :

$$\mu_2 \gg 0,02(\lg Re)^{5,2} A\mu_0 \quad (14)$$

Стоит отметить, что при увеличении числа Re в 10 раз расчетная вязкость зерен засыпки увеличивается в 20 раз.

Рассмотрим результаты расчетов профилей скоростей течения с заданной таким образом «засыпкой» при различных средних скоростях течения. Рассчитывался участок трубы с переходом от ламинарного режима к турбулентному. На входе в трубу задавался ламинарный профиль скорости со средним значением, соответствующим необходимому числу Re . Расчет проводился в системе *Comsol Multiphysics* по схеме расчета ламинарного течения. Расстояние между центрами зерен шахматной «засыпки» составляло величину $a=0,012$ м. Размер зерен изменялся по радиусу канала в соответствии с выражением (13) при $R=5,6 \cdot 10^{-3}$ м. Вязкость «зерен» при $Re=10^4, 10^5, 10^6, 10^7$ была задана как 0,8, 20, 350, 8000 Па·с соответственно. Были проведены расчеты течения воды при $Re=10^4, 10^5, 10^6, 10^7$ в вертикальной круглой трубе диаметром 0,08 м и высотой 0,2 м. Поле вязкости потока задавалось по формулам (11-14).

На рис.5 представлена средняя скорость турбулентного течения в поперечном сечении на расстоянии 0,18 м от входного сечения при вышеназванных значениях Re . Имеет место хорошее соответствие с экспериментальными данными [14]. Некоторая негладкость кривых, их квазипериодические возмущения связаны с существенной неоднородностью расчетного поля, с присутствием в расчетном поле зерен-флуктуаций вязкости, и отражают реальную суть процесса.

Таким образом, сформированная вышеописанным образом система тороидальных флуктуаций вязкости в круглой трубе, имитирующая реальную систему вихрей (вихревых колец), дает то же расчетное поле скоростей, что и в натурном эксперименте, причем во всем диапазоне турбулентных чисел Рейнольдса.

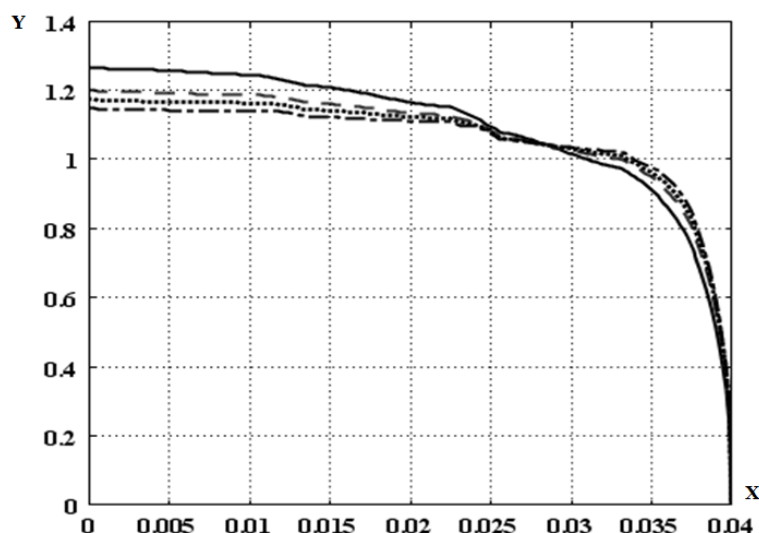


Рис.5. Относительная скорость $y=w/w_0$ турбулентного течения в поперечном сечении трубы при наличии «вихревой засыпки» в зависимости от радиуса r , м. Кривые соответствуют $Re=10^4, 10^5, 10^6, 10^7$ – сверху вниз (в левой части рисунка)

Обсуждение

В работе представлены только основные аспекты методов реализации концепции турбулентной вихревой засыпки. Круг задач, которые можно рассмотреть предлагаемыми методами, может быть расширен. Можно ввести в рассмотрение целый ряд дополнительных параметров. Параметры структуры засыпки и параметры ее характеристических функций легко сделать зависящими от времени, координат или скоростей. С помощью этих параметров засыпку можно сделать распадающейся и возникающей, колеблющейся, эллипсовидной и т.п. Могут рассчитываться неоднородные и многофазные потоки. Кроме того, в дальнейшем возможен подход, еще более близкий к естественным условиям, а именно – переход от вязких флуктуаций к вращающимся. Дальнейшее накопление данных о размерах и взаиморасположении вихрей около стенок и других препятствий позволит в будущем отказаться от опоры на профиль турбулентной вязкости.

Компьютерная реализация предлагаемых методов достаточно проста. Разница, по сравнению с другими методиками расчетов, состоит только в аналитическом задании вязкости расчетного поля. При этом отпадает необходимость задания вихрей как геометрических объектов, а также и условий на их границах. Предлагаемая методика позволяет производить расчеты турбулентных течений по программам для ламинарных, что значительно ускоряет работу, при этом действия по поддержанию устойчивости счета сводятся к минимуму, а возможности вариантных расчетов значительно увеличиваются.

Заключение

Суммируя вышеизложенное, можно утверждать, что концепция турбулентной «вихревой засыпки» позволяет:

- 1) получить уравнение турбулентного движения в трубах, в явном виде учитывающее распределенное внутреннее турбулентное сопротивление потока.
- 2) получить приближенное аналитическое решение этого уравнения, подтверждающее параболичность профиля турбулентного ядра потока в трубах и удобное в дальнейших приложениях.
- 3) получить численные решения, как одномерного уравнения, так и двух- и трехмерного с аналогичным внутренним сопротивлением.
- 4) разработать схему строения турбулентной «вихревой засыпки».
- 5) рассчитывать турбулентное течение на основе этой схемы, т.е. проводить численные эксперименты над физической системой, достаточно близкой к реальности и легко изменяемой.
- 6) выявить и использовать глубокую внутреннюю связь между турбулентными течениями и течениями в зернистом слое.

С помощью данного подхода можно проводить численные эксперименты не только применительно к течению в трубах при другой геометрии и в других условиях. Это позволит сопоставить результаты вариантных расчетов с результатами физического эксперимента и выявлять, таким образом, внутреннюю суть турбулентных процессов.

Литература

1. Falkovich G., Sreenivasan K. Lessons from hydrodynamic turbulence // *Physics Today*. 2006. V. 59. iss.4. pp. 43-90.
2. Baumert H.Z. Universal equations and constants of turbulent moution // *Physica Scripta*. 2013. V. 155. pp. 1-12.
3. Меламед Л.Э. Уравнение турбулентного движения в трубах // *Письма в Журнал технической физики*. 2015. Т. 41. №. 24. С. 23-28.
4. Cebeci T. *Turbulence Models and Their Application*. Horizons Publishing Inc. Long Beach. California. 2004. 120 p.
5. Lee, M., Moser, R. D. Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to $Re=5200$ // *Journal of Fluid Mechanics*. 2015. V. 774. pp. 395-415.
6. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. Л.: «Химия». 1968, 510 с.
7. Заволженский М.В., Руткевич П.Б. Развитая турбулентность в трубах. М.: Институт космических исследований Российской академии наук. 2007. № 2140. 38 с.
8. Zagarola M.V., Smits A.J. Mean-flow scaling of turbulent pipe flow // *Journal of Fluid Mechanics*. 1998. V.373. pp. 33-79.
9. Monkewitz P. A., Nagib H. M. Large Reynolds number asymptotics of the streamwise normal stress in ZPG turbulent boundary layers // *Journal of Fluid Mechanics*. 2015. V.783. pp.474-503.
10. Furuichi N., Terao Y., Wada Y. et al. Friction factor and mean velocity profile for pipe flow at high Reynolds numbers // *Physics of Fluids*. 2015. V.27, 9(095108). pp.1-16.
11. Yongyun Hwang. Mesolayer of attached eddies in turbulent channel flow // *Physical Review Fluids*. 2016. V.1. 064401. pp.1-18. doi: 10.1103/PhysRevFluids.
12. Orlu R., Fiorini T., Segalini A., et all. Reynolds stress scaling in pipe flow turbulence - first results from CICLoPE // *Transactions of Royal Society*. 2016. V.375 (20160187). pp. 1-6.
13. Vinuesa R., Duncan R. D. Nagib H. M. Alternative interpretation of the Superpipe data and motivation for CICLoPE: The effect of decreasing viscous length scale // *European Journal of Mechanics - B/Fluids*. 2016.V.58. pp. 109-116.
14. Баренблатт Г.И., Корин А.Дж., Простокишин В.М. Турбулентные течения при очень больших числах Рейнольдса: уроки новых исследований // *Успехи физических наук*. 2014. Т. 184. № 3. С. 265-272.
15. Вигдорович И.И. Описывает ли степенная формула турбулентный профиль скорости в трубе? // *Успехи физических наук*. 2015. Т.185. № 2. С. 213-216.
16. Баренблатт Г.И., Корин А.Дж., Простокишин В.М. К проблеме турбулентных течений в трубах при очень больших числах Рейнольдса // *Успехи физических наук*. 2015. Т.185. №2. С.217-220. Доступно по: <https://www.ufn.ru/ru/articles/2015/2/h/>. Ссылка активна на: 15 сентября 2019 г.
17. Reichardt H. Vollständige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen // *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*. 1951. V.31. N.7. pp.208-219.
18. Меламед Л.Э., Филиппов Г.А. Моделирование турбулентности как «вихревой засыпки» // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2017. Т.19. № 9-19. С.122-132.
19. Меламед Л.Э., Филиппов Г.А. Обобщенная формула для скорости турбулентных и ламинарных течений в трубах // *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2018. Т.20. № 7-8. С.136-146.
20. Меламед Л.Э. Метод локальных флуктуаций и моделирование неоднородных сред // *Письма в Журнал технической физики*. 2016. Т. 42. № 19. С.31-37.
21. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат. 1990. 366 с.

Авторы публикации

Меламед Лев Эммануилович – канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, АО «Интеллект» (г. Москва). E-mail: lev.melamed@yandex.ru.

Филиппов Геннадий Алексеевич – д-р техн. наук, академик РАН по Отделению энергетики, машиностроения, механики и процессов управления, РАН (г. Москва).

References

1. Falkovich G, Sreenivasan K. Lessons from hydrodynamic turbulence. *Physics. Today*. 2006. pp. 43–90. doi: 10.1063 / 1.2207037.
2. Baumert HZ. Universal equations and constants of turbulent motion. *Physica. Scripta*. 2013;55:1-12. doi:10.1088/0031-8949/2013/T155/014001.
3. Melamed LE. An equation of Turbulent Motion in Tubes. *Technical Physics Letters*. 2015; 41(24):23-28.
4. Cebeci T. *Turbulence Models and Their Application*. Horizons Publishing Inc. Long Beach, California 2004. 120 p.
5. Lee M., Moser R. D. Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to $Re=5200$. *Journal of Fluid Mechanics*. 2015;774:395–415.
6. Aerov ME., Todes OM. *Gidravlicheskie i teplovye osnovy raboty apparatov so statsionarnym i kipyashchim zernistym sloem*. L . «Chemistry». 1968.510 p.
7. Zavolzhenskij MV, Rutkevich PB. *Razvitaya turbulentnost' v trubah*. M.: Institut kosmicheskikh issledovaniy Rossijskoj akademii nauk. 2007;2140:38.
8. Zagarola MV, Smits AJ. Mean-flow scaling of turbulent pipe flow. *Journal of Fluid Mechanics*. 1998; 373:33-79.
9. Monkewitz PA, Nagib HM. Large Reynolds number asymptotics of the streamwise normal stress in ZPG turbulent boundary layers. *Journal of Fluid Mechanics*. 2015;783:474-503.
10. Furuichi N, Terao Y, Wada Y. et al. Friction factor and mean velocity profile for pipe flow at high Reynolds numbers. *Physics of Fluids* 2015;27(9)1-16. doi: 10.1063 / 1.4930987
11. Yongyun Hwang. Mesolayer of attached eddies in turbulent channel flow. *Physical Review Fluids*. 2016; 1(064401):1-18. doi: 10.1103/PhysRevFluids.1.064401
12. Orlu R, Fiorini T, Segalini A. et al. Reynolds stress scaling in pipe flow turbulence—first results from CICLoPE. *Transactions of Royal Society*. 2016;375(20160187):1-6.
13. Vinuesa R, Duncan RD, Nagib HM. Alternative interpretation of the Superpipe data and motivation for CICLoPE: The effect of decreasing viscous length scale. *European Journal of Mechanics–B/Fluids* 2016;58:109–116.
14. Barenblatt GI, Korin A.Dzh, Prostokishin V.M. Turbulentnye techeniya pri ochen' bol'shih chislakh Rejnol'dsa: uroki novyh issledovaniy. *Uspekhi fizicheskikh nauk*. 2014;184(3):265-272. <https://ufn.ru/ru/articles/2014/3/e/>
15. Vigdorovich II. Opisivaet li stepennaya formula turbulentnyj profil' skorosti v trube? *Uspekhi fizicheskikh nauk*. 2015;185(2):213- 216.
16. Barenblatt GI, Korin ADzh, Prostokishin VM. K probleme turbulentnyh techenij v trubah pri ochen' bol'shih chislakh Rejnol'dsa. *Uspekhi fizicheskikh nauk*. 2015;185(2):217-220. Available at: <https://www.ufn.ru/ru/articles/2015/2/h/>. Accessed to: 15 Aug 2019.
17. Reichardt H. Vollstandige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitugen. *Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik*. 1951;31(7):208-219.
18. Melamed LE, Filippov GA. Simulation of turbulence as a vortex bacfiill. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2017;19(9-10):122-132.
19. Melamed LE, Filippov GA. A summarized formula for velocity of turbulent and laminar flows in pipes. *Proceedings of the higher educational institutions. Energy sector problems*. 2018;20(7-8):136-146.
20. Melamed LE. Method of Local Fluctuations and Simulation of Heterogeneous Media. *Technical Physics Letters*. 2016;42(10):990-992.
21. Kutateladze SS. *Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivlenie*. M: Energoatomizdat. 1990. 366 p.

Authors of the publication

Lev E. Melamed – Joint-stock company "Intelligence", Moscow, Russia. E-mail: lev.melamed@yandex.ru.

Gennady A. Filippov – Department of power, mechanical engineering, mechanics and control processes of Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia.



ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ДАВЛЕНИЯ СУСПЕНЗИОННОГО ТОПЛИВА И ВОЗДУХА НА СТРУКТУРУ ФАКЕЛА В ПРОЦЕССЕ РАСПЫЛА

Д.В. Гвоздяков, А.В. Зенков, В.Е. Губин, М.В. Ведяшкин

Национальный Исследовательский Томский Политехнический университет,
г. Томск, Россия
dim2003@tpu.ru

Резюме: Представлены результаты экспериментальных исследований процесса пневмомеханического распыла суспензионного топлива с пластификатором в аэродинамическом имитаторе топки энергетического котла. Выполнен анализ современного состояния в области исследования процессов распыла суспензионных топлив. Проанализировано влияние давления суспензионного топлива и воздуха на структуру формирующегося факела. Определены значения характерных размеров трех зон факела: сердцевина, средняя и внешняя зоны. Экспериментально подтверждено влияние давления распыляемого суспензионного топлива и воздуха на период формирования стабильной структуры факела и геометрические характеристики зон. Выделены диапазоны скоростей и размеров капель в потоке при различных давлениях. Получены количественные значения капель суспензионного топлива, обладающих различными скоростями, в процессе его пневмомеханического распыла. Установлено, что наибольшее число частиц в области исследования обладают скоростями до 8 м/с; значительное количество капель (до 20%) имеют скорости от 8 до 32 м/с; для 1% капель характерны скорости 32 м/с и более. При обработке результатов не учитывались образующиеся частицы-аэрозоли размером 1 мкм и менее. Определены значения критерия *We* для соответствующих размеров и скоростей капель распыляемого суспензионного топлива. Установлено, что значительная часть капель претерпевает катастрофическое дробление, характерное при значениях чисел *We* от 7800 и более. Полученные результаты могут быть использованы при математическом и физическом моделировании процесса распыла суспензионных топлив в топках энергетических котлов с целью прогностических оценок аэродинамических характеристик проектируемых и действующих агрегатов.

Ключевые слова: суспензионное топливо; распыл; водоугольное топливо; число Вебера; факел распыла.

Благодарности: Работа выполнена в рамках программы повышения конкурентоспособности Томского политехнического университета.

Для цитирования: Гвоздяков Д.В., Зенков А.В., Губин В.Е., Ведяшкин М.В. Экспериментальные исследования влияния давления суспензионного топлива и воздуха на структуру факела в процессе распыла // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21. №5. С.110-123. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-110-123.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE INFLUENCE OF PRESSURE OF SLURRY FUEL AND AIR ON THE SPRAY CONE STRUCTURE DURING ATOMIZATION

DV Gvozdyakov, AV Zenkov, VE Gubin, MV Vedyashkin

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia
dim2003@tpu.ru

Abstract: Results of experimental studies of pneumomechanical atomization process of slurry fuel with a plasticizer in an aerodynamic simulator of power boiler furnace are presented. Analysis of the current state in the field of research of slurry fuel atomization processes has been conducted. Influence of pressure of slurry fuel and air on the structure of the emerging spray cone have been

analyzed. The values of characteristic dimensions of three zones of spray cone have been determined: core, middle and outer zones. Effect of pressure of the sprayed slurry fuel and air on the period of stable spray cone formation and geometric characteristics of the zones has been experimentally confirmed. Ranges of velocities and sizes of droplets in the flow at various pressures have been distinguished. The quantitative values of slurry fuel droplets with different velocities in the process of its pneumatic spraying have been obtained. It has been established that the largest number of particles in the study area have velocities up to 8 m/s; a significant number of droplets (up to 20%) have velocities from 8 to 32 m/s; velocities of 32 m/s and more are typical for 1% of droplets. During the results processing, aerosol particles with a size of 1 micron or less have not been taken into account. The values of We criterion for the respective sizes and velocities of the sprayed fuel droplets have been determined. It has been established that significant part of the droplets undergoes catastrophic crushing, which is characteristic for the values of We numbers from 7800 and higher. The obtained results can be used for mathematical and physical modeling of the process of slurry fuels atomization in the furnaces of power boilers in order to predict the aerodynamic characteristics of the designed and existing units.

Keywords: slurry fuel; atomization; coal-water fuel; Weber number; spray cone.

Acknowledgments: The work was performed as part of the program to improve the competitiveness of Tomsk Polytechnic University.

For citation: Gvozdyakov DV, Zenkov AV, Gubin VE, Vedyashkin MV. Experimental studies of the influence of pressure of slurry fuel and air on the spray cone structure during atomization. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):110-123. (In Russ). doi:10.30.724/1998-9903-2019-21-5-110-123.

Введение

Усиление безопасности России в области энергетической безопасности в будущем будет опираться на объемы использования угля в качестве основного топлива тепловых электрических станций (далее ТЭС) [1, 2]. Из-за проведения ошибочной энергетической политики в период 80-90-х годов большая часть ТЭС использует в качестве основного топлива природный газ и мазут. Так, доля природного газа составляла 61,8%, мазута 8,6% а угля только 29,6% в топливном балансе ТЭС в 1998 г. В европейской части России доля газа достигала 90-92% [3]. Благодаря данной энергетической стратегии, с 2006 г. в России существует дефицит энергии и возможности ее производства. В настоящее время в стратегию вносятся коррективы для преодоления кризисной ситуации, связанные с пересмотром доли угля в общем энергетическом балансе [4]. Планируется в десятки раз увеличить использование угольного топлива для тепло- и электрогенерации. Известно, что использование угля в качестве топлива ТЭС влечет ряд пока не решенных проблем: образование золы и токсичных продуктов сгорания (NO_x и SO_x) [5].

На сегодняшний день существует ряд технологических решений, обеспечивающих повышение энергоэффективности сжигания угля: циркулирующий кипящий слой, в среде низкотемпературной плазмы, с использованием высоко- и низкотемпературных закрученных потоков, жидкошлаковый расплав и др. Но одним из наиболее перспективных направлений является технология сжигания угля в составе суспензионных топлив [3, 4]. Суспензионное топливо, например, водоугольное (далее ВУТ), представляет собой жидкую смесь из двух и более компонентов в различных пропорциях, один из которых обязательно является горючим элементом (каменный и бурый угли, торф, отходы углеобогащения, нефтяной кокс и пр.) [1]. Однако, существует ряд актуальных задач, решение которых необходимо для распространения данной технологии: определение физических механизмов процессов распыла и дробления капель водоугольного топлива и математическое моделирование данных процессов [6, 7].

В настоящее время исследованиям распыления суспензионных топлив уделяется мало внимания. Распыление в целом активно изучалось в 1980-х годах (по большей части вода, керосин, дизель и другие масла при температуре окружающего воздуха) [8, 9].

Ввод в топку легких топлив при температуре окружающей среды обычно подходит для эффективного сжигания [10]. Некоторые топлива требуют подогрева [11]. В последние годы проведен ряд исследований, направленных на изучение распыления подогретых топлив [12-18].

Urbán A., et al. [10] утверждают, что геометрические параметры форсунки имеют незначительное влияние на формирования факела распыла при струйном распылении. Авторы установили, что повышение температуры вязкой жидкости перед распылением приводит к улучшению характеристик распыла. Однако существует определённый предел кинематической вязкости, называемый предельной вязкостью. Дальнейшее увеличение температуры топлива оказывает незначительный эффект на зависимость размера капли от скорости, а сам факел распыла становится более однородным.

Известен ряд исследований, направленных на улучшение реологических свойств суспензионных топлив, особенно - седиментационной устойчивости [19]. В работах [20-22] исследовалась эффективность процесса горения ВУТ для обеспечения более простого зажигания и стабильного горения капель водоугольного топлива. Особое внимание уделяется использованию горючих добавок при производстве ВУТ для снижения температуры зажигания топлива и повышения стабильности его горения [23-27]. С целью улучшения характеристик горения ВУТ используется предварительная обработка. Например, механическая [27], поточное испарение [28], лазерными импульсами [29].

Авторами [30] проведены исследования, направленные на изучение оптимальных параметров распыла водоугольного топлива. Поскольку вязкость является ключевым фактором для характеристик распыления, использованы силиконовые масла различной вязкости в качестве тестируемых жидкостей, чтобы изучить влияние различных параметров на характеристики распыления. Результаты показывают, что, когда отношение газа к жидкости высокое, скорость частиц на центральной оси ниже, чем при условии низкого соотношения газ-жидкость; аналогично, скорость в радиальных положениях выше, чем в случае с высокой вязкостью. Скорость также увеличивается с увеличением радиального расстояния от оси и уменьшается по мере увеличения соотношения газ-жидкость. С другой стороны, распределение скоростей не изменяется после того, как радиальное расстояние достигает определенного предела. Этот предел уменьшается с увеличением осевой длины. Увеличение вязкости увеличивает силу инерции жидкости. Таким образом, необходимо увеличить импульс распыляющего газа, чтобы создавалось достаточное напряжение сдвига в жидкости, и улучшались характеристики распыления.

В работе [31] представлены результаты экспериментальных исследований характеристик распыления ВУТ с помощью двух-поточной форсунки. Изучались следующие характеристики: угол распыления, скорость поля потока и распределение частиц по размерам. Результаты показали, что соотношение газ-жидкость и вязкость являются основными параметрами, влияющими на характеристики распыления высоковязких жидкостей. Установлено, что угол распыла увеличивается с увеличением соотношения газ-жидкость. Размер частиц высоковязких капель выражен через средний диаметр по Заутеру (диаметр, взвешенный по удельной поверхности).

Целью настоящей работы является проведение экспериментальных исследований структуры потока распыляемого суспензионного топлива в составе с пластификатором-лигносульфонатом в зависимости от давлений, анализ распределения капель по скоростям, их количеству и размеру.

Методика исследования

На рис. 1 представлена экспериментальная установка по исследованию структуры факела распыла суспензионного топлива и процессов дробления капель. Пневмомеханический распыл суспензионного топлива осуществляется форсункой 1, расположенной в аэродинамическом имитаторе топки 2. Суспензионное топливо нагнетается при помощи мембранного насоса с пневмоприводом 3 из бака запаса 4 емкостью $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Объем суспензионного топлива для проведения эксперимента составлял $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Распыляющий агент (воздух) нагнетается компрессором 5. Поток распыляемого суспензионного топлива подсвечивается «ножом», создаваемым лазером 6. Регистрация структуры факела и компонент (капли топлива) осуществляется высокоскоростной кросскорреляционной камерой 7. Пневмомеханическая форсунка 1 конструктивно выполнена с камерой внутреннего смешения распыляемой среды и агента (воздух). Диаметр сопла форсунки составляет $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, что позволяет исследовать процесс распыла топлив с твердыми компонентами размером до $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Также, возможно использовать в составе суспензионного топлива частицы со следующими геометрическими формами: параллелепипед (измельченный уголь), сфера (гранулы полимеров), цилиндр (волокна синтетических материалов и веществ растительного происхождения).

При проведении эксперимента использовался каменный уголь фракции $200 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ и менее. Соотношение компонент суспензионного топлива – 50% уголь и 50% вода. В качестве пластификатора применялся лигносульфонат в количестве 1% от массы угля.

Исследования выполнены при следующих значениях давления суспензионного топлива и воздух (суспензионное топливо/воздух): 0,2 МПа/0,18 МПа; 0,3 МПа/0,28 МПа; 0,4 МПа/0,38 МПа. Давление воздуха устанавливалось на 0,02 МПа меньше с целью исключения «задавливания» воздухом топлива в форсунке, по причине значительной вязкости последнего. Камера расположена на расстоянии 0,5 м от оси факела (как показано на рис. 1).

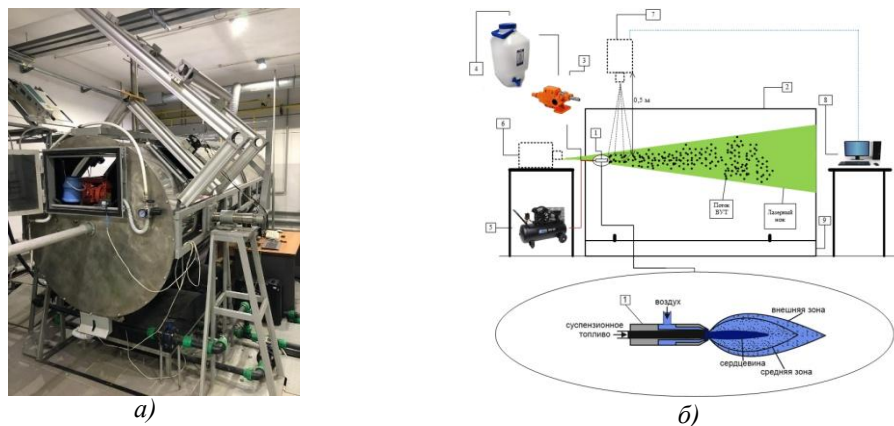


Рис. 1. Экспериментальная установка:

а – общий вид; б – принципиальная модель

1 – форсунка, 2 – аэродинамический имитатор топки, 3 – мембранный насос с пневмоприводом, 4 – бак запаса суспензионного топлива, 5 – компрессор, 6 – лазер, 7 – высокоскоростная камера, 8 – компьютер, 9 – бак сбора отработанного суспензионного топлива

Оценка эффекта дробления капель суспензионного топлива в процессе распыла выполнена в соответствии с [32] по одному из основных параметров – критерию Вебера We :

$$We = \frac{\rho \cdot D \cdot w^2}{\sigma},$$

где ρ – плотность суспензионного топлива, кг/м^3 ; D – характерный размер, м; w – скорость капель суспензионного топлива, м/с; σ – коэффициент поверхностного натяжения, кг/с^2 .

Экспериментальные исследования выполнены при следующих условиях и допущениях:

- при оценке числа We не учитывался эффект вращения капель суспензионного топлива в процессе распыла;
- в качестве характерного размера принимался размер капель;
- коэффициент поверхностного натяжения суспензионного топлива принимался $0,06 \text{ кг/с}^2$;
- не учитывались внешние факторы – давление и температура внутри аэродинамического имитатора топки (нормальные условия);
- термическая подготовка суспензионного топлива не проводилась.
- цифровая трассерная визуализация осуществлялась при помощи одной кросскорреляционной камеры.

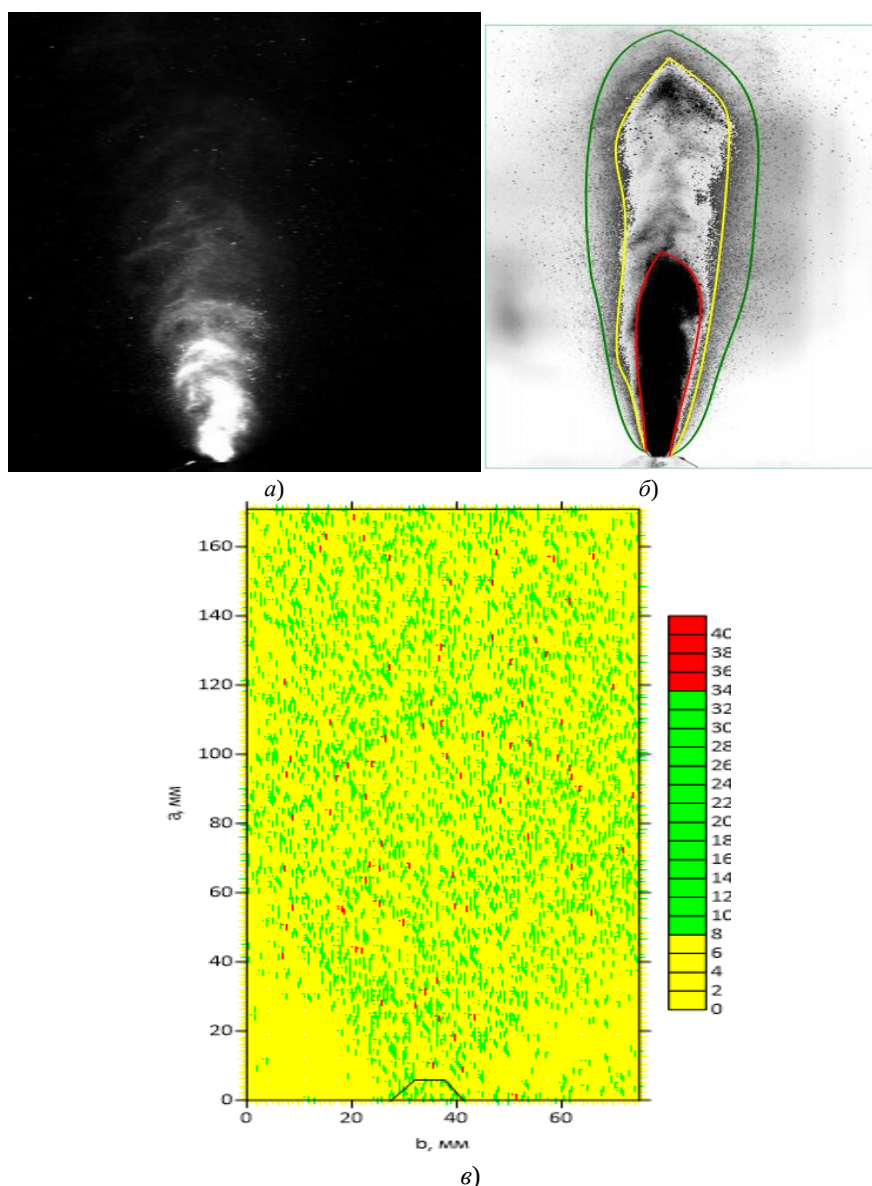
Полученные результаты (размер капель) при распыле суспензионного топлива обработаны в векторном редакторе. Оценка скорости капель осуществлялась при помощи бесконтактного метода измерения скорости в потоках PIV (*Particle Image Velocimetry*) – метод цифровой трассерной визуализации.

Результаты и их обсуждение

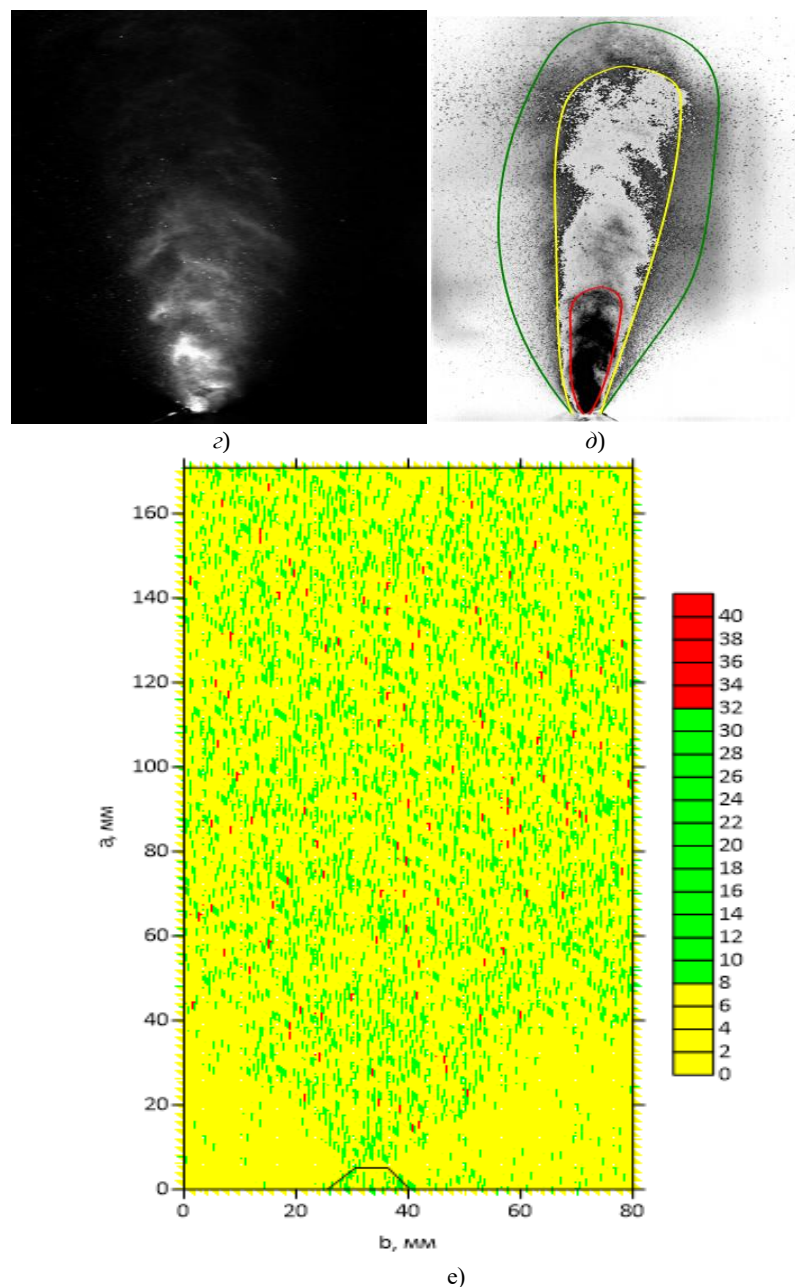
Проведены экспериментальные исследования процесса пневмомеханического распыла суспензионного топлива в составе с пластификатором-лигносульфонатом в зависимости от давления, проанализированы распределения капель по скоростям, их количеству и размеру. Результаты позволили проанализировать влияние давления суспензионного топлива и воздуха на структуру потока. Получены качественные и количественные результаты распределения скоростей капель. Выделены три характерных диапазона скоростей капель в потоке. Установлены геометрические параметры характерных зон факела, формирующихся в процессе пневмомеханического распыла суспензионного топлива. Результаты экспериментальных исследований структуры факела позволяют сделать несколько выводов: во-первых, при различных значениях давления суспензионного

топлива и воздуха протяженность и ширина сердцевины потока, средней и внешней зон значительно отличаются; во-вторых, распределение капель по скоростям в потоке неоднозначно. Так, в исследуемой области (для трех анализируемых соотношений давлений суспензионного топлива и воздуха) наибольшее количество капель обладают скоростями от 0 до 8 м/с, что составляет 81% от общего числа, значением скоростей от 8 до 32-34 м/с обладают, по меньшей мере, 18% частиц, диапазону скоростей от 32-34 до 41 м/с соответствуют 0,4%. Определены геометрические параметры капель суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла. Установлено, что размер капель и частиц в потоке изменяется значительно. При обработке результатов не учитывались образующиеся аэрозоли размером менее 1 мкм. В потоке определены две категории размера капель. Результаты визуализации экспериментов представлены на рис. 3-5.

На рис. 2 представлены результаты экспериментальных исследований структуры потока суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла (*первый эксперимент*), характерные для стабильного факела.



Наименование	Минимум, м/с	Максимум, м/с	%	Количество капель, шт.
Диапазон скорости 1	0	8	81,6	65642
Диапазон скорости 2	8	34	18,2	14608
Диапазон скорости 3	34	40,41	0,3	214



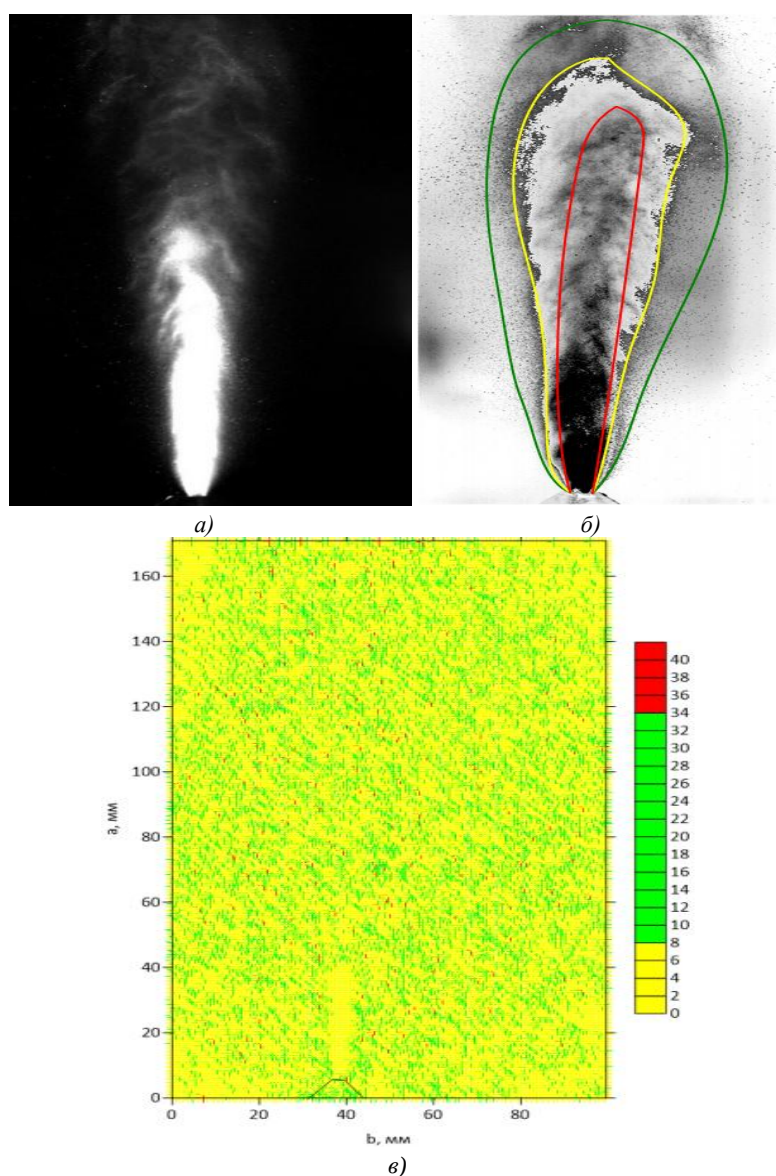
Наименование	Минимум, м/с	Максимум, м/с	%	Количество капель, шт.
Диапазон скорости 1	0	8	81,6	70237
Диапазон скорости 2	8	32	17,8	15299
Диапазон скорости 3	32	40,03	0,6	492

Рис. 2. Структура потока и параметры при давлениях суспензионного топлива и воздуха 0,2 МПа/0,18 МПа

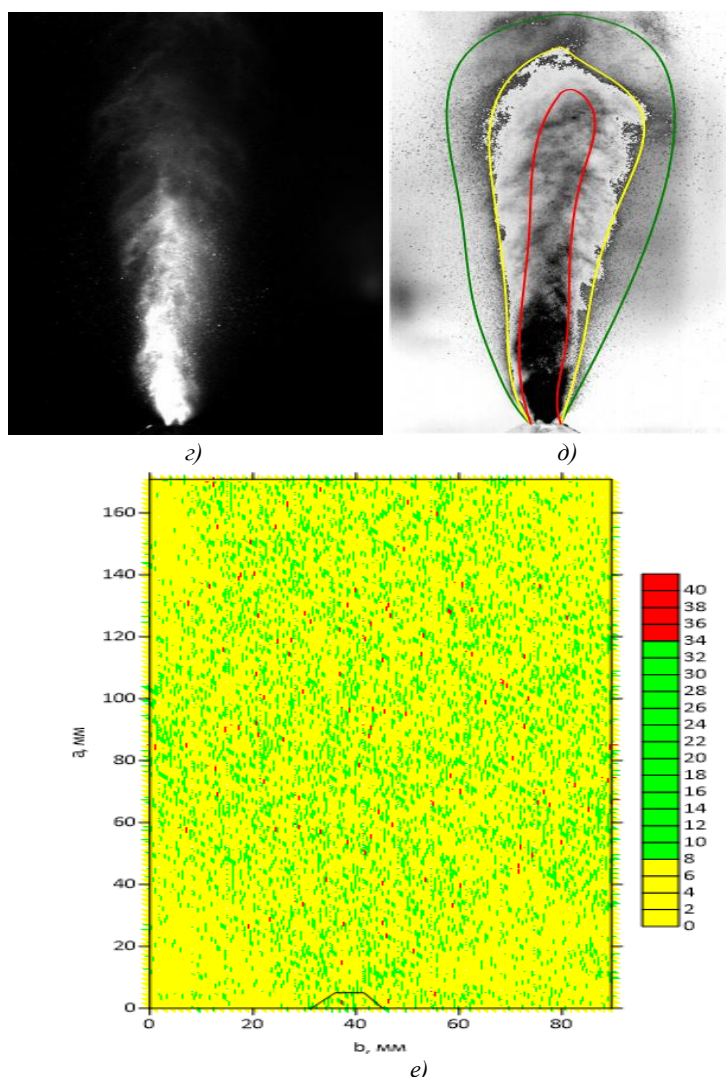
На рисунке 2а и 2г представлены два снимка, характерных для стабильного факела. Время распыла суспензионного топлива при соотношении давлений 0,2 МПа/0,18 МПа составило 120 °С. Протяженность области исследования по оси факела составляла 0,17 м. Уже через 10-15 °С с момента начала эксперимента структура и параметры факела изменялись незначительно (стабильный факел). Установлено, что в процессе пневмомеханического распыла формируется факел с ярко выраженными зонами – сердцевиной потока, средней и внешней зонами (рис. 2б и 2д). Их протяженность – L и ширина – S (в самом широком сечении перпендикулярно оси факела) составили: сердцевина потока – L до 0,08 м, S до 0,01 м (выделена красной линией); средняя зона – L до 0,13 м, S до 0,02 м (выделена желтой линией); внешняя зона – L до 0,17 м, S до 0,05 м (выделена зеленой линией). Выделены три характерных диапазона скоростей капель в потоке: от 0 до 8 м/с, от 8 до 32 м/с и от 32-40,03 м/с. На рис. 2в и 2е представлено качественное распределение

капель суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла. Установлено, что капли, обладающие максимальными скоростями от 32-40,03 м/с (диапазон скорости 3), распределены по всей области исследования (на рис. 3в и 3е выделены красными символами). При этом их количество изменяется от 214 до 492, что составляет не более 1% от общего числа зафиксированных частиц. Для второго диапазона характерны капли, скорости которых изменяются от 8 до 32 м/с в количестве близком к 15 000 (18% от общего числа зафиксированных частиц; на рис. 2в и 2е выделены зелеными символами). Наибольшее количество (до 70 200, почти 82% от общего числа зафиксированных частиц; распределены по желтому фону) капель распыляемого суспензионного топлива обладают скоростями до 8 м/с.

На рис. 3 представлены результаты экспериментальных исследований структуры потока суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла (*второй эксперимент*), характерные для стабильного факела. Время распыла суспензионного топлива при соотношении давлений 0,3 МПа/0,28 МПа составило 120 °С. Протяженность области исследования по оси факела составляла 0,17 м. Уже через 15-20 °С момента начала эксперимента структура и параметры факела изменялись незначительно (стабильный факел).



Наименование	Минимум, м/с	Максимум, м/с	%	Количество капель, шт.
Диапазон скорости 1	0	8	79,6	85171
Диапазон скорости 2	8	34	20,2	21583
Диапазон скорости 3	34	40,41	0,2	246



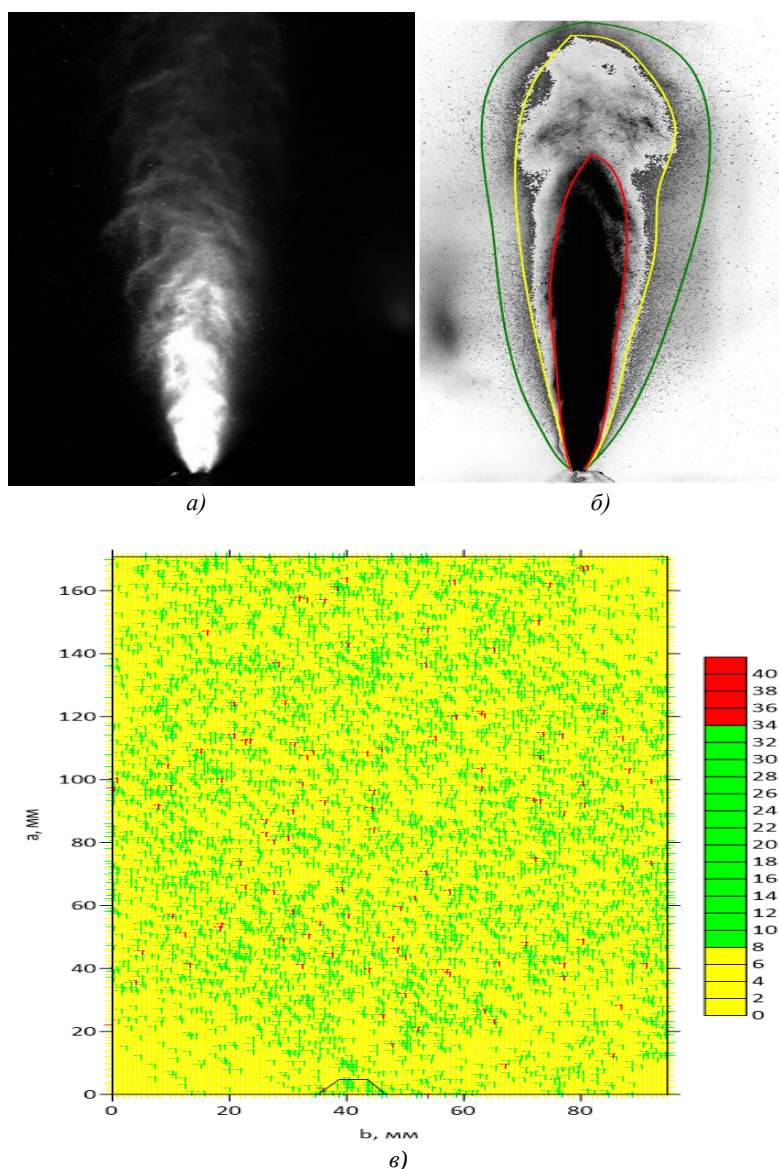
Наименование	Минимум, м/с	Максимум, м/с	%	Количество капель, шт.
Диапазон скорости 1	0	8	80,6	77658
Диапазон скорости 2	8	34	19,1	18434
Диапазон скорости 3	34	40,41	0,2	208

Рис. 3. Структура потока и параметры при давлениях суспензионного топлива и воздуха 0,3 МПа/0,28 МПа

Установлено, что в процессе пневмомеханического распыла формируется факел с ярко выраженными зонами: сердцевинной потока – L до 0,13 м, S до 0,015 м; средняя зона – L до 0,15 м, S – до 0,02 м и внешняя зона – L до 0,17 м, S до 0,06 м (рис. 3б и 3д). По аналогии с первым экспериментом выделены три характерных диапазона скорости капель в потоке: от 0 до 8 м/с, от 8 до 34 м/с и от 34-40,41 м/с. На рис. 3в и 3е представлено качественное распределение капель суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла. Установлено, что капли, обладающие максимальными скоростями от 34-40,41 м/с (диапазон скорости 3), распределены по всей области исследования (цветовая гамма распределения скоростей по аналогии с первым экспериментом). При этом их количество изменяется от 208 до 246, что составляет не более 0,2% от общего числа зафиксированных частиц. Для второго диапазона характерны капли, скорости которых изменяются от 8 до 34 м/с в количестве близком к 21 000 (20% от общего числа зафиксированных частиц). Наибольшее количество (до 85 200, почти 80% от общего числа зафиксированных частиц) капель распыляемого суспензионного топлива обладают скоростями до 8 м/с.

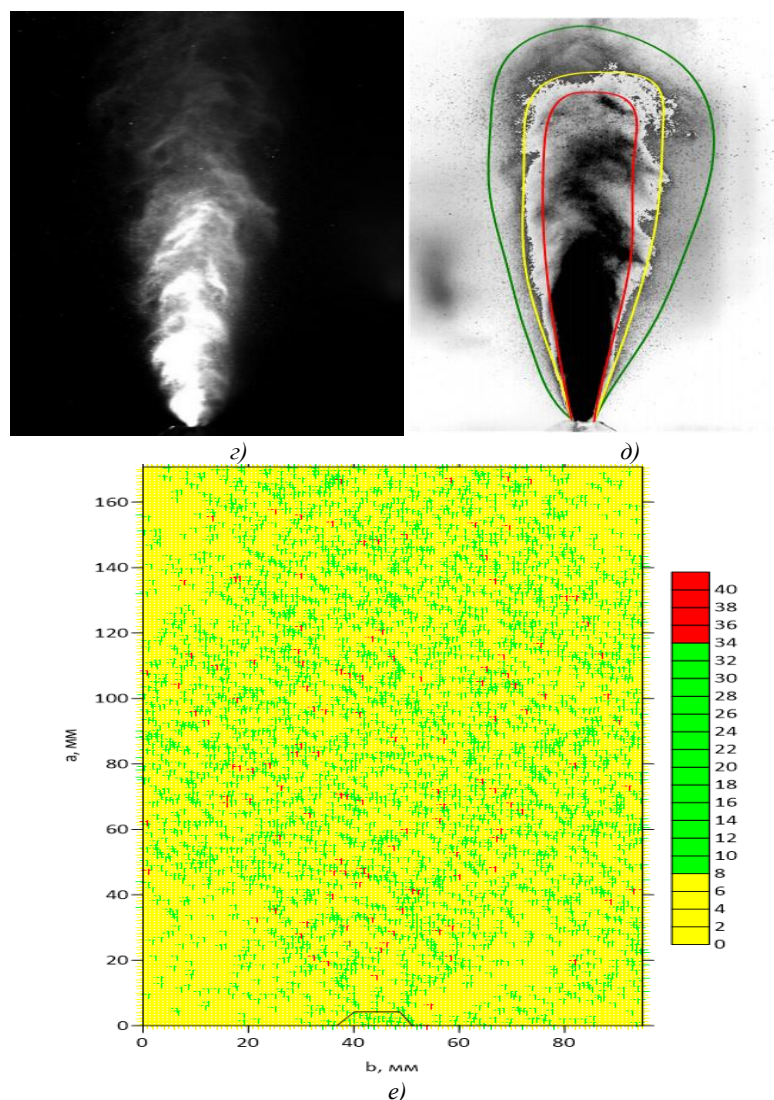
На рис. 4 представлены результаты экспериментальных исследований структуры потока суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла (**третий эксперимент**), характерные для стабильного факела. Время распыла суспензионного топлива при соотношении давлений 0,4 МПа/0,38 МПа составило 120 °С. Протяженность области исследования по оси факела составляла 0,17 м. Уже через 20-25 °С момента начала

эксперимента структура и параметры факела изменялись незначительно (стабильный факел).



Наименование	Минимум, м/с	Максимум, м/с	%	Количество капель, шт.
Диапазон скорости 1	0	8	80,2	81690
Диапазон скорости 2	8	34	19,6	19939
Диапазон скорости 3	34	40,41	0,2	235

Установлено, что в процессе пневмомеханического распыла формируется факел с ярко выраженными зонами: сердцевинной потока – L до 0,15 м, S до 0,02 м; средняя зона – L 0,16 м, S до 0,02 м и внешняя зона – L до 0,17 м, S до 0,065 м (рис. 4б и 4д). По аналогии с первым экспериментом выделены три характерных диапазона скорости капель в потоке: от 0 до 8 м/с, от 8 до 34 м/с и от 34-40,41 м/с. На рис. 4в и 4е представлено качественное распределение капель суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла. Установлено, что капли, обладающие максимальными скоростями от 34-40,41 м/с (диапазон скорости 3), распределены по всей области исследования (цветовая гамма распределения скоростей по аналогии с первым экспериментом). При этом их количество составляет 235, что составляет не более 0,2% от общего числа зафиксированных частиц. Для второго диапазона характерны капли, скорости которых изменяются от 8 до 34 м/с в количестве близком к 20 000 (19,5% от общего числа зафиксированных частиц). Наибольшее количество (до 82 500, почти 81% от общего числа зафиксированных частиц) капель распыляемого суспензионного топлива обладают скоростями до 8 м/с.



Наименование	Минимум, м/с	Максимум, м/с	%	Количество капель, шт.
Диапазон скорости 1	0	8	80,8	82258
Диапазон скорости 2	8	34	19,0	19370
Диапазон скорости 3	34	40,41	0,2	236

Рис. 4. Структура потока и параметры при давлениях суспензионного топлива и воздуха 0,4 МПа/0,38 МПа

Результаты экспериментальных исследований структуры потока распыляемого суспензионного топлива в составе с пластификатором - лигносульфонатом позволяют сделать следующие выводы:

- с увеличением давлений суспензионного топлива и воздуха изменяется период времени установления стабильного факела с 10 до 25 °С;

- геометрические параметры характерных зон факела увеличивается с ростом давлений;

- наибольшее количество капель обладают скоростями до 8 м/с, при этом следует учитывать, что в процессе регистрации потока фиксируются частицы, размеры которых составляют менее 1 мкм, образуются такие капли в результате дробления более крупных, и являются аэрозолями;

- доля капель, обладающих скоростями 32 м/с и более не превышает 1% от общего количества;

- значительное количество капель обладают скоростями от 8 до 32 м/с, что составляет большую часть факела.

Размеры капель суспензионного топлива в процессе пневмомеханического распыла не превышают 500 мкм. Полученные результаты позволяют выделить две категории капель:

от 0 до 300 мкм и от 300 до 500 мкм. При этом значения скоростей в потоке изменяются от 0 до 17 м/с и от 17 до 40 м/с. На рис. 5 представлена зависимость изменения критерия We от скорости капель. Значения размеров капель принимались как среднее для трех экспериментов, т.к. при различных давлениях отличаются незначительно.

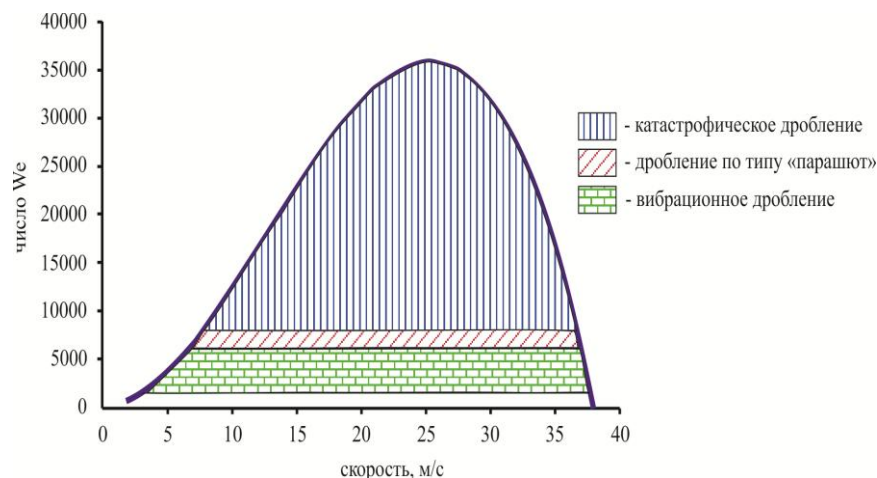


Рис. 5. Зависимость числа We от скорости капель

Зависимость изменения числа We от скорости капель различных размеров позволяет выделить максимальные (критические) значения критерия We в области исследуемой задачи и характеризовать некоторые стадии дробления капель суспензионного топлива. Согласно проведенным ранее исследованиям [33] для распыляемых суспензионных топлив характерны три стадии дробления капель: вибрационное, по типу «парашют» и катастрофическое. Каждому типу присвоен свой диапазон значений критерия We . Таким образом, можно сделать вывод о том, что при проведении эксперимента значительная 13,4% капель распыляемого суспензионного топлива разрушаются по принципу вибрационного дробления, критерий We изменяется в диапазоне от 1500 до 6300. Дроблению капель по типу «парашют» подвержены 4,2%, значения критерия We от 6300 до 7800. Значительная часть капель – 78,2% претерпевает катастрофическое дробление ($We=7800$ и более). В диапазоне изменения We от 0 до 1500 разрушение капель не происходит.

Заключение

Проведены экспериментальные исследования структуры потока распыляемого суспензионного топлива в составе с пластификатором – лигносульфонатом в зависимости от давления, впервые выполнен анализ распределения капель по скоростям, их количеству и размеру. Установлено, что рост давления является причиной увеличения периода времени установления стабильного факела. При этом геометрические параметры характерных зон факела увеличивается. Анализ распределения капель по скоростям позволяет сделать несколько выводов: наибольшее количество частиц обладают скоростями до 8 м/с; доля капель, обладающих скоростями 32 м/с и более не превышает 1% от общего количества; значительное число капель обладают скоростями от 8 до 32 м/с. Определены две категории размера капель: от 0 до 300 мкм и от 300 до 500 мкм. Значения критерия We с учетом скорости и размера капель иллюстрирует картину преобладания катастрофического дробления капель в процессе распыла. Полученные экспериментальные результаты могут быть использованы при математическом и физическом моделировании процесса распыла суспензионных топлив в топках энергетических котлов, что позволит делать прогностические оценки аэродинамических характеристик проектируемых и действующих агрегатов.

Литература

1. Овчинников Ю.В., Бойко Е.Е., Серант Ф.А. Проблемы сжигания водоугольных топлив и предложения по разработке технологии сжигания // Доклады академии наук высшей школы российской федерации. 2015. №1 (26). С. 85-93.
2. Status of DOE's Clean Coal Program. Available at: URL: <https://www.energy.gov/fe/articles/status-does-clean-coal-program>. Accessed to: 19 Feb 2019.
3. Делягин Г.Н. Экологически чистое топливо ЭКОВУТ – путь резкого улучшения экологической ситуации в энергетике России // Материалы международной научно-практической конференции «Экология энергетики 2000». 2000. С. 320-323.

4. Саломатов В.В. Состояние и перспективы угольной и ядерной энергетик России // Теплофизика и аэромеханика. 2009. №16 (4). С. 531-544.
5. Clean Coal Technology Demonstration Program. Available at: URL: <https://www.energy.gov/fe/downloads/clean-coal-technology-demonstration-program>. Accessed to: 19 Feb 2019.
6. Kurgankina M.A., Nyashina G.S., Strizhak P.A. Advantages of switching coal-burning power plants to coal-water slurries containing petrochemicals // Applied Thermal Engineering. 2019. pp. 998-1008.
7. Murko V., Hamalainen V. The Development of Environmentally Friendly Technologies of Using Coals and Products of Their Enrichment in the Form of Coal Water Slurries // E3S Web of Conferences. 2017. V. 21.
8. Lefebvre A.H. Airblast atomization // Progress in Energy and Combustion Science. 1980. V. 6. pp. 233-261.
9. Lefebvre A.H., McDonell V.G. Atomization and Sprays. 2nd edition. Boca Raton: CRC Press. 2017.
10. Urbán A., Malý M., Józsa V., et al. Effect of liquid preheating on high-velocity airblast atomization: From water to crude rapeseed oil // Experimental Thermal and Fluid Science. 2019. pp. 137-151.
11. Esteban B., Riba J.-R., Baquero G., et al. Temperature dependence of density and viscosity of vegetable oils // Biomass & Bioenergy. 2012. V. 42. pp. 164–171.
12. Wang X.F., Lefebvre A.H. Influence of fuel temperature on atomization performance of pressure-swirl atomizers // Journal of Propulsion and Power. 1988. V. 4. P. 222–227.
13. Shah P.R., Ganesh A. Study the influence of pre-heating on atomization of straight vegetable oil through Ohnesorge number and Sauter mean diameter // Journal of the Energy Institute. 2017.
14. Hanna R., Zoughaib A. Atomization of high viscosity liquids through hydraulic atomizers designed for water atomization // Experimental Thermal and Fluid Science. 2017. V.85. pp. 140-153.
15. Park S.H., Kim H.J., Suh H.K., Lee C.S. Experimental and numerical analysis of spray-atomization characteristics of biodiesel fuel in various fuel and ambient temperatures conditions // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2009. V.30. pp. 960-970.
16. Al-Shudeifat M.A., Donaldson A.B. Combustion of waste trap grease oil in gas turbine generator // Fuel. 2010. V. 89. pp. 549-553.
17. Seljak T., Oprešnik S.R., Kunaver M., et al. Effects of primary air temperature on emissions of a gas turbine fired by liquefied spruce wood // Biomass & Bioenergy. 2014. V.71. pp. 394-407.
18. Seljak T., Katrašnik T. Designing the microturbine engine for waste-derived fuels // Waste Management. 2016. V. 47. pp. 299-310.
19. Zenkov A., Larionov K., Yankovsky S., et al. Research of rheological properties improvement methods of coal-water fuel based on low-grade coal // MATEC Web of Conferences. 2017. V. 141.
20. Kijo-Kleczkowska A. Combustion of coal–water suspensions // Fuel. 2011. V.90. pp. 865-877.
21. Saito M., Sadakata M., Sakai T. Single droplet combustion of coal-oil/methanol/water mixtures // Fuel. 1983. V.63. pp. 1481-1486.
22. Borodulya V.A., Buchilko E.K., Vinogradov L.M. Some special features of combusting the coal-water fuel made of Belarussian brown coals in the fluidized bed // Thermal Engineering. 2014. V.61. pp. 497-502.
23. Robak J., Ignasiak K., Rejdak M. Evaluation of the effects of coal grinding in terms of coal water slurry preparation // E3S Web of Conference. 2016. V.8.
24. Glushkov D.O., Lyrshchikov S.Y., Shevyrev S.A., et al. Burning properties of slurry based on coal and oil processing waste // Energy & Fuels. 2016. V.30. pp. 3441-3450.
25. Glushkov D.O., Kuznetsov G.V., Strizhak P.A. Simultaneous ignition of several droplets of coal–water slurry containing petrochemicals in oxidizer flow // Fuel Processing Technology. 2016. V.152. pp. 22-33.
26. Glushkov D.O., Syrodoy S.V., Zhakharevich A.V., et al. Ignition of promising coal-water slurry containing petrochemicals: analysis of key aspects // Fuel Processing Technology. 2016. V.148. pp. 224-235.
27. Larionov K.B., Zenkov A.V., Yankovsky S.A., et al. Change of coal-water fuel rheological properties by rotary flows modulation // Proceedings – 2016 11th International Forum on Strategic Technology, IFOST 2016. 2017. pp. 568-571.
28. Moriyama R., Takeda S., Onozaki M., et al. Upgrading of lowrank coal as coal water slurry and its utilization // International Journal of Coal Preparation and Utilization. 2005. V.25. pp. 193-210.
29. Egorov R.I., Zaitsev A.S., Salgansky E.A. Activation of the fuels with low reactivity using the high-power laser pulses // Energies. 2018. V.11(11).
30. Hsu T. C., Yang S.I. Viscosity Effects of Spray Characteristics in Air-Blast Atomizer // Key Engineering Materials. 2015. V.656-657. pp. 142-147.
31. Yeh Y.H., Hsu T.C., Yang S.I. High viscosity fluid spray characteristics in the twin-fluid atomizer // ASPACC 2015 - 10th Asia-Pacific Conference on Combustion. 2015. 116004.

32. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике. М.: Энергоатомиздат, 1989. 240 с.

33. Гвоздяков Д.В., Зенков А.В., Губин В.Е., и др. К вопросу об исследовании структуры потока водоугольного топлива в процессе его пневмомеханического распыла // Вестник Южно-Уральского Государственного Университета. 2018. №18 (4). С. 5-13.

Авторы публикации

Гвоздяков Дмитрий Васильевич – доцент НОЦ И.Н. Бутакова, Томский политехнический университет. Email: dim2003@tpu.ru.

Зенков Андрей Викторович – ассистент НОЦ И.Н. Бутакова, Томский политехнический университет. Email: avz41@tpu.ru.

Губин Владимир Евгеньевич – доцент НОЦ И.Н. Бутакова, Томский политехнический университет. Email: gubin@tpu.ru.

Ведяшкин Максим Викторович – доцент Отделения контроля и диагностики, Томский политехнический университет. Email: vedyashkin@tpu.ru.

References

1. Ovchinnikov YuV, Boyko EE, Serant FA. Problems of combustion of coal-water fuels and proposals for the development of combustion technology. *Reports of the Academy of Sciences of Higher School of the Russian Federation*. 2015;1 (26):85-93. Available at: <https://doi.org/10.17212/1727-2769-2015-1-85-93>.

2. Status of DOE's Clean Coal Program. Available at: URL: <https://www.energy.gov/fe/articles/status-does-clean-coal-program>. Accessed to: 19 Feb 2019.

3. Delyagin GN. Ecological clean fuel ECOWET - the way of a sharp improvement of the ecological situation in the power industry of Russia. *Materials of the international scientific-practical conference "Ecology of power engineering 2000"*. 2000. pp. 320-323.

4. Salomатов VV. The state and prospects of coal and nuclear power engineering in Russia. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2009;16(4):531-544.

5. Clean Coal Technology Demonstration Program. Available at: URL: <https://www.energy.gov/fe/downloads/clean-coal-technology-demonstration-program>. Accessed to: 19 Feb 2019.

6. Kurgankina MA, Nyashina GS, Strizhak PA. Advantages of switching coal-burning power plants to coal-water slurries containing petrochemicals. *Applied Thermal Engineering*. 2019. pp. 998-1008.

7. Murko V, Hamalainen V. *The Development of Environmentally Friendly Technologies of Using Coals and Products of Their Enrichment in the Form of Coal Water Slurries*. E3S Web of Conferences. 2017. V. 21.

8. Lefebvre AH. Airblast atomization. *Progress in Energy and Combustion Science*. 1980. V. 6. pp. 233-261.

9. Lefebvre AH, McDonell VG. *Atomization and Sprays*. 2nd edition. Boca Raton: CRC Press, 2017.

10. Urbán A, Malý M, Józsa V, Jedelský J. Effect of liquid preheating on high-velocity airblast atomization: From water to crude rapeseed oil. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2019. pp. 137-151.

11. Esteban B, Riba J.-R, Baquero G, Rius A., et al. Temperature dependent density and viscosity of vegetable oils. *Biomass & Bioenergy*. 2012;42:164-171.

12. Wang XF, Lefebvre AH. Influence of fuel temperature on atomization performance of pressure-swirl atomizers. *Journal of Propulsion and Power*. 1988;4:222-227.

13. Shah PR, Ganesh A. Study the influence of pre-heating on atomization of straight vegetable oil through Ohnesorge number and Sauter mean diameter. *Journal of the Energy Institute*. 2017.

14. Hanna R, Zoughaib A. Atomization of high viscosity liquids through hydraulic atomizers designed for water atomization. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2017;85:140-153.

15. Park SH, Kim HJ, Suh HK, et al. Experimental and numerical analysis of spray-atomization characteristics of biodiesel fuel in various fuel and ambient temperatures conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2009;30:960-970.

16. Al-Shudeifat MA, Donaldson AB. *Combustion of waste trap grease oil in gas turbine generator*. Fuel. 2010;89:549-553.

17. Seljak T, Oprešnik SR, Kunaver M, et al. Effects of primary air temperature on emissions of a gas turbine fired by liquefied spruce wood. *Biomass & Bioenergy*. 2014;71:394-407.
18. Seljak T, Katrašnik T. Designing the microturbine engine for waste-derived fuels. *Waste Management*. 2016. V. 47. pp. 299-310.
19. Zenkov A, Larionov K, Yankovsky S, et al. *Research of rheological properties improvement methods of coal-water fuel based on low-grade coal*. MATEC Web of Conferences. 2017. V.141.
20. Kijo-Kleczkowska A. Combustion of coal-water suspensions. *Fuel*. 2011;90:865-877.
21. Saito M, Sadakata M, Sakai T. *Single droplet combustion of coal-oil/methanol/water mixtures*. *Fuel*. 1983; 63:1481-1486.
22. Borodulya VA, Buchilko EK, Vinogradov LM. Some special features of combusting the coal-water fuel made of Belarussian brown coals in the fluidized bed. *Thermal Engineering*. 2014;61:497-502.
23. Robak J, Ignasiak K, Rejdak M. *Evaluation of the effects of coal grinding in terms of coal water slurry preparation* // E3S Web of Conference. 2016.
24. Glushkov DO, Lyrshchikov SY, Shevyrev SA, et al. Burning properties of slurry based on coal and oil processing waste. *Energy&Fuels*. 2016;30:3441-3450.
25. Glushkov DO, Kuznetsov GV, Strizhak PA. Simultaneous ignition of several droplets of coal-water slurry containing petrochemicals in oxidizer flow. *Fuel Processing Technology*. 2016;152:22-33.
26. Glushkov DO, Syrodoy SV, Zhakharevich AV, et al. Ignition of promising coal-water slurry containing petrochemicals: analysis of key aspects. *Fuel Processing Technology*. 2016;148:224-235.
27. Larionov KB, Zenkov AV, Yankovsky SA, et al. *Change of coal-water fuel rheological properties by rotary flows modulation*. Proceedings - 2016 11th International Forum on Strategic Technology, IFOST 2016;568-571.
28. Moriyama R, Takeda S, Onozaki M, et al. Upgrading of lowrank coal as coal water slurry and its utilization. *International Journal of Coal Preparation and Utilization*. 2005;25:193-210.
29. Egorov RI, Zaitsev AS, Salgansky EA. Activation of the fuels with low reactivity using the high-power laser pulses. *Energies*. 2018;11(11).
30. Hsu TC, Yang SI. Viscosity Effects of Spray Characteristics in Air-Blast Atomizer. *Key Engineering Materials*. 2015;656:142-147.
31. Yeh YH, Hsu TC, Yang SI. *High viscosity fluid spray characteristics in the twin-fluid atomizer*. ASPACC 2015 - 10th Asia-Pacific Conference on Combustion. 2015.
32. Galustov VS. *Direct-flow spray devices in power system*. M: Energoatomizdat, 1989. 240 p.
33. Gvozdyakov DV, Zenkov AV, Gubin VE, et al. On the study of coal-water fuel flow structure during its pneumatic-mechanical atomization. *Bulletin of the South Ural State University. Energy series*. 2018;18(4):5-13.

Authors of the publication

Dmitry V Gvozdyakov – National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia. Email: dim2003@tpu.ru.

Andrey V Zenkov – National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia. Email: avz41@tpu.ru.

Vladimir E Gubin – National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia. Email: gubin@tpu.ru.

Maxim V Vedyashkin – National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russia. Email: vedyashkin@tpu.ru.

Поступила в редакцию

20 февраля 2019 г.



УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ УСТАНОВКА ФИЛЬТРАЦИИ ГАЗА НА ТЭС ПРИ ПОДГОТОВКЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ГОРОДСКИХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Замалиева А. Т.¹, Зиганшин М. Г.²

¹ООО «Газпром трансгаз Казань», г. Арск, Россия

²Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия
albinazamalieva5@gmail.com

Резюме: В соответствии с концепцией развития и модернизации энергетики, совершенствование систем энергообеспечения предприятий ПАО «Газпром» по переработке газа будет направлено на создание высокоэффективных энергетических комплексов и газосбережение путем внедрения новых комбинированных установок на базе газотурбинных установок (ГТУ), обеспечивающих минимальный уровень затрат. Совершенствование инфраструктуры энергетического оборудования газоперерабатывающих предприятий, в том числе систем топливоподготовки, определяет эффективность его эксплуатации. Предлагается усовершенствованная конструкция циклона-фильтра для модернизации линии фильтрации газа системы топливоподготовки с целью повышения надежности работы как инфраструктуры, так и самих энергетических систем и комплексов. Устройство может использоваться для отделения взвесей в пунктах подготовки газа КС и ГРС, в том числе для газотурбинных и парогазовых установок ТЭС. Приведены результаты стендовых испытаний предлагаемой конструкции циклона-фильтра и численных исследований аэродинамических параметров работы циклона на основе методов вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD). Аналогичные устройства также могут быть применены для повышения степени очистки от мелкодисперсных частиц классов PM_{10} , $PM_{2.5}$ атмосферных выбросов энергетических систем, вследствие уменьшения размера улавливаемых частиц со средних для циклонов и мокрых скрубберов значений порядка 5-10 мкм до 0,5 мкм.

Ключевые слова: циклон, фильтр, сепарация, степень очистки, метод моделирования, энергозатраты, топливообеспечение.

Для цитирования: Замалиева А.Т., Зиганшин М.Г. Усовершенствованная установка фильтрации газа на ТЭС при подготовке топлива для городских энергетических систем // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21. №5. С.124-131. doi:10.30.724/1998-9903-2019-21-5-124-131.

IMPROVED INSTALLATION OF GAS FILTRATION AT THERMAL POWER PLANTS IN THE PREPARATION OF FUEL FOR URBAN ENERGY SYSTEMS

AT Zamalieva¹, MG Ziganshin²

¹LLC "Gazprom transgaz Kazan", Arsk, Russia

²Kazan State energy University, Kazan, Russia
albinazamalieva5@gmail.com

Abstract: In accordance with the concept of development and modernization of energy, improvement of energy supply systems of LLC "Gazprom" processing enterprises will be aimed at the creation of highly efficient energy complexes and gas saving through the introduction of new combined units based on gas turbine units (GTU), providing a minimum level of costs. Improving the infrastructure of power equipment of gas processing enterprises, including fuel treatment systems, determines the efficiency of its operation. The improved design of the cyclone filter is proposed for the modernization of the gas filtration line of the fuel treatment system in order to improve the reliability of both the infrastructure and the energy systems and complexes. The device can be used for separation of suspensions at the point of gas preparation of the KS and

GDS, including for gas turbine and combined cycle power plants TPP. The results of bench tests of the proposed design of the cyclone filter and numerical studies of the aerodynamic parameters of the cyclone based on the methods of Computational Fluid Dynamics (CFD). The distributions of tangential and axial flow velocities in the annular space of the cyclone are obtained in the field experiment. Similar devices can also be used to increase the degree of purification from fine particles of PM_{10} , $PM_{2,5}$ atmospheric emissions of energy systems, due to the reduction of the size of the captured particles from the average values for cyclones and wet scrubbers of the order of 5-10 microns to 0,5 microns.

Keywords: *cyclonic filtration, separation, purification degree, numerical simulation, energy, fuel supply*

For citation: Zamalieva AT, Ziganshin MG. Improved installation of gas filtration at thermal power plants in the preparation of fuel for urban energy systems. Power engineering: research, equipment, technology. 2019; 21(5):124-131. (In Russ). doi:10.30.724/1998-9903-2019-21-5-124-131.

Введение

В соответствии с Энергетической стратегией на период до 2030 года создание энергетических систем и комплексов с высокоэффективным использованием топливных ресурсов является приоритетным направлением развития энергетического сектора страны. Топливо-энергетический комплекс (ТЭК) обеспечивает устойчивое функционирование всех сфер деятельности государства, включая экологическое совершенствование производственных технологий, в том числе в энергетических системах самого комплекса.

Важная особенность ТЭК как энергетической инфраструктуры страны, существенно упрощающая системный подход к совершенствованию комплекса по вопросам энергоресурсосбережения и экологичности, заключается в наличии межотраслевой взаимосвязи и возможности оперативного обмена опытом в прогрессивных технологиях между функционирующими в нем топливными и энергетическими объектами. Однако такая особенность задействована еще недостаточно. Так, на объектах ПАО «Газпром», имеющих возможность направить на инновационную продукцию до 10% всех годовых закупок, обновления проводятся не столь же интенсивно, как на объектах энергетики. В то же время ряд авторов признает состояние энергоустановок и энергокомплексов, используемых на технологических объектах ПАО «Газпром», значительно изношенным, и отмечает актуальность задачи существенного повышения их эффективности [1, 2].

Концепция развития энергетики ПАО «Газпром» предполагает модернизацию систем энергообеспечения газоперерабатывающих предприятий в направлении сбережения топлива, с созданием высокоэффективных энергетических комплексов за счет внедрения новых комбинированных установок с альтернативными источниками энергии небольшой мощности. При всей актуальности данного тренда здесь не помешал бы опыт энергетической сферы ТЭК, последние десятилетия которой проводятся под знаком глобальной модернизации на базе газотурбинных установок (ГТУ), обеспечивающих практически вдвое меньший уровень топливных затрат. Это уже само по себе снижает выбросы энергетического сектора, и вдобавок может повысить привлекательность применения экологически более чистых, в том числе альтернативных, технологий, которые (за редким исключением) в целом оказываются более энергозатратными, чем традиционные. В то же время модернизация газоперерабатывающих и газотранспортных объектов ТЭК неизбежна, поскольку их энергоемкость в несколько раз выше европейских и американских аналогов. Здесь также, очевидно, было бы полезно обратиться к опыту сферы электроэнергетики ТЭК, которая после отмеченных выше обновлений переместилась в секторе газовой генерации на передовые позиции в мире по всем показателям, включая экологические, с учетом токсичных выбросов и парниковых газов. В процессе модернизации сферы электроэнергетики ТЭК был приобретен опыт использования котлоутилизаторов для низкотемпературных продуктов сгорания после ГТУ, который может принести практическую пользу в области энергосбережения для газотранспортных предприятий ПАО «Газпром», на объектах которого эксплуатируется значительное число ГТУ с температурой отходящих газов порядка 500°C. Более того, подобный опыт касательно объектов электроэнергетики присутствует и непосредственно в самой структуре ПАО «Газпром». Так, например, компанией ООО «Газпром энергохолдинг» проведена

модернизация электростанций г. Москвы, в том числе с газотурбинными циклами. На рис. 1а представлено изменение объема выбросов ТЭС за последнее время по данным ФГБУ «Российское энергетическое агентство» Минэнерго России (РЭА). Можно видеть тенденцию уменьшения загрязнения воздушного бассейна, что в первую очередь связано с уменьшением потребления газового топлива вследствие перехода на газотурбинные и парогазовые установки (ГТУ и ПГУ).

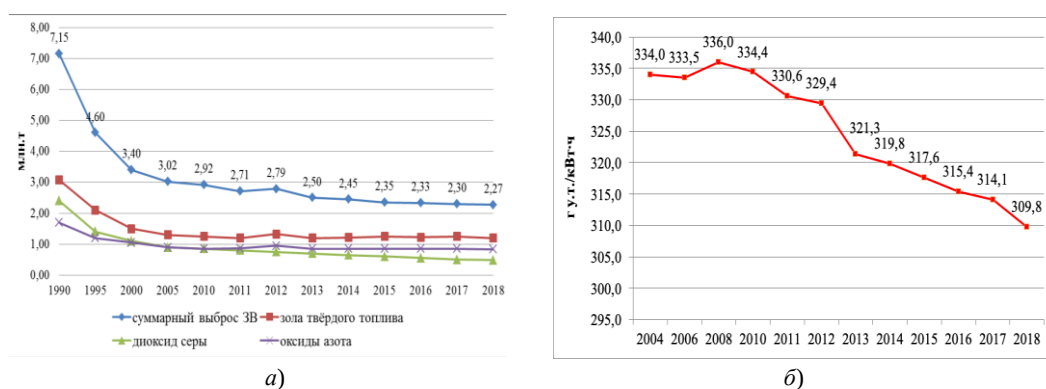


Рис. 1 Основные показатели совершенствования энергогенерации на объектах теплоэнергетики ТЭК:
а – выбросы загрязняющих веществ ТЭС [1], б – средневзвешенный удельный расход условного топлива (по данным РЭА)

На рис. 1б представлены также данные РЭА по среднему значению удельного расхода условного топлива (УРУТ) на ТЭС, относимого на отпуск электроэнергии за 2004 – 2018 годы. Целевые показатели по УРУТ при выпуске электроэнергии в обновленной госпрограмме "Энергоэффективность и развитие энергетики" составляют 310 г у.т./кВт·ч к 2020 году.¹ Очевидно, что в его снижении основную роль играла модернизация оборудования тепловых станций.

Это основной показатель энергоэффективности ТЭС, и поскольку каждый грамм удельного расхода соответствует примерно 2 миллиардам рублей текущей стоимости топлива, модернизация генерирующих мощностей ПГУ/ГТУ в среднесрочной перспективе будет также актуальной. Наибольшую выгоду можно получить увеличением электрической мощности ТЭЦ (не менее чем в 2-2,5 раза) без изменения тепловой нагрузки. Это соответствует потребностям беспрепятственного развития промышленного потенциала Республики Татарстан в ближайшей и среднесрочной перспективе, в связи с чем идет динамичная модернизация генерирующих мощностей и элементов энергетической инфраструктуры. За 2013-2017 годы установленная электрическая мощность в Татарстане увеличилась на 15 % и превысила 8 ГВт, однако он остается энергодефицитным районом. Существенное значение для повышения на оптовом рынке электроэнергии и мощности конкурентоспособности генерирующих объектов Татарстана, включая Заинскую ГРЭС, имеет качество элементов энергетической инфраструктуры. Так, например, после модернизации в 2014 г мощностей на Казанской ТЭЦ-2 (ОАО «Татэнерго») двумя блоками с газовой турбиной PG6111FA (77 МВт, производство GE) и паровой турбиной типа Т-26/36-7,5/0,12 (26,4/36,4 МВт, производство ОАО «Калужский турбинный завод») и с двумя дожимными компрессорными станциями (ДКС) производства Atlas Copco, установленная электрическая мощность станции увеличилась в 2,1 раза, тепловая – на 16%. Опыт эксплуатации последующих лет показал необходимость резервной ДКС для обеспечения ритмичности генерации.

На самом крупном энергетическом предприятии Казани – ТЭЦ-3 (ОАО ТГК-16), в 2017 г. был введен в эксплуатацию построенный в рамках комплексной модернизации новый блок на базе крупнейшей из эксплуатируемых в России (405,6 МВт) газовой турбины 9HA.01 производства GE. После этого установленная электрическая мощность ТЭЦ-3

1. Gosudarstvennaya programma RF «Energoeffektivnost' i razvitie energetiki». Ministerstvo energetiki Rossiyskoy Federatsii. Available at: URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1921>. Accessed to: 22.10.2019.

достигла 790 МВт, установленная тепловая мощность – 2390 Гкал/ч. Казанская ТЭЦ-1 (ОАО «Татэнерго») – старейшая станция Татарстана, построенная и введенная в эксплуатацию еще по плану ГОЭЛРО («КазГРЭС») в 1933 году, имела до последнего времени установленную электрическую мощность 220 МВт, тепловую – 630 Гкал/ч. В августе 2018 г. ТЭЦ-1 состоялся пуск двух блоков по 115 МВт с газовой турбиной производства GE на 77 МВт, паровой турбиной Уральского турбинного завода на 46 МВт и вспомогательным оборудованием, в том числе с дожимными компрессорами, с пунктом подготовки газа и системы его двухступенчатой фильтрации с тремя линиями (одна резервная) на каждой ступени. Сейчас электрическая мощность станции составляет 360 МВт. В перспективе также предусматривается модернизация Заинской ГРЭС с введением до 2024 г. двух блоков ПГУ до 1700 МВт. Также начались испытания новой ГТУ-ТЭС в Елабуге. Ее генерирующее оборудование состоит из четырех газотурбинных установок Solar типа Taurus 60 GS единичной мощностью по 5,6 МВт и четырех водогрейных котлов-утилизаторов. ГТУ ТЭС оснащена системой комплексной газоподготовки, включающей ДКС и блочный пункт очистки газа (БПОГ). БПОГ состоит из трех линий фильтрации и дренажного блока. После обработки поток газа направляется в ДКС с двумя винтовыми компрессорами, компримирующими топливный газ до проектного давления 1,65 МПа.

Литературный обзор

Вследствие существенной дороговизны нового генерирующего оборудования проблема эффективности энергетической инфраструктуры для Татарстана (и в целом для модернизирующих и/или проводящих модернизацию мощностей генерирующих объектов ТЭК РФ) заостряется, поскольку отдача от основного оборудования будет во многом предопределена надежностью и качеством работы вспомогательного. Очевидно, что через линии очистки на пунктах подготовки газа (ППГ) для ДКС проскок взвешенных частиц размером от 1 мкм недопустим, поскольку это соизмеримо с допусками обработки рабочих поверхностей винтовых компрессоров. Механические примеси и конденсат в топливном газе воздействуют также на лопатки турбины, КИП и автоматику, и в определенной степени на запорную арматуру и трубопроводы, что ведет к ухудшению показателей генерации. Устанавливаемые при модернизации двухступенчатые системы очистки газа, импортируемые с основным оборудованием, обладают надлежащими показателями очистки, однако резерв энерго- и ресурсосбережения, в том числе за счет упрощения системы очистки, и, следовательно, существенное повышение надежности ее работы, имеется. Здесь для электроэнергетики мог бы оказаться полезным опыт газотранспортных предприятий ТЭК по эксплуатации и модернизации элементов систем подготовки газа с давлением выше 1,2 МПа. Так, в последнее время в системе было принято к рассмотрению предложение по фильтрационной обработке газа, поступающего на ГРС и компрессорные станции, на базе циклонов-фильтров, что обеспечивает требуемую степень очистки и сокращает количество элементов системы без снижения производительности и практически при неизменных энергозатратах на обработку. Аналоги конструкций с подобными эксплуатационными характеристиками в отечественной и зарубежной практике отсутствуют [4-6]. Это показал и анализ имеющихся конструкций аппаратов циклонной фильтрации производственных дисперсных выбросов (см., напр. [7-10]): устройства, обладающие высокой степенью осаждения частиц классов PM_{10} и $PM_{2,5}$, одновременно являются материало- и энергозатратными, а аппараты с низким сопротивлением, и, соответственно, энергоэффективные, имеют невысокую степень осаждения частиц указанных классов.

Материалы и методы

С целью повышения надежности работы инфраструктурных элементов энергетических систем и комплексов предложена усовершенствованная конструкция циклона-фильтра, обеспечивающая надлежащую очистку газов в пунктах подготовки газа КС и ГРС от взвешенных частиц классов PM_{10} , $PM_{2,5}$ без существенного увеличения энергозатрат на осаждение взвеси. Для эффективного осаждения мелкодисперсных частиц с минимальными энергетическими и материальными затратами циклон имеет дополнительное устройство – вставку из тканого фильтра. Проведены стендовые испытания циклона-фильтра предлагаемой конструкции [11]. Работа циклона-фильтра (рис. 2) осуществляется следующим образом.

Дисперсный поток попадает в штуцер тангенциального ввода 1 со скоростью, значительно превышающей оптимальную для обычного циклона такого же типа, и соответствующей инерционному осаждению более чем на 50% частиц размером 1 мкм и выше, и направляется в циклон. Затем поток проходит вдоль тканевого фильтра 5,

установленного на каркасе 6 в кольцевой части циклона, где происходит касательное и инерционное осаждение пыли. Во избежание проскока частиц после входного патрубка, пространство между основной фильтровальной вставкой и выхлопной трубой перекрыто фильтром 11. На выходе потока из кольцевой части установлен горизонтально фильтр 12, предназначенный для финишного улавливания мелкодисперсных частиц, с металлическим элементом 13, закрепленным на пластине с пружиной 14 и стержнем 15. Во время регенерации масса скопившейся на металлической части 13 пыли давит на пружину 14, пластина опускается и накопленная пыль сбрасывается в бункер. Чтобы при регенерации пыль не подсасывалась в выхлопную трубу, металлический элемент 13 закрепляется на складывающемся фильтре 16. Пыль удаляется через коническое днище 3 и затвор 9. В ситуации, когда необходим ремонт внутренней части аппарата, освобождают крепежные элементы 10 (например, болты и гайки), и отодвигают коническую часть циклона 3.

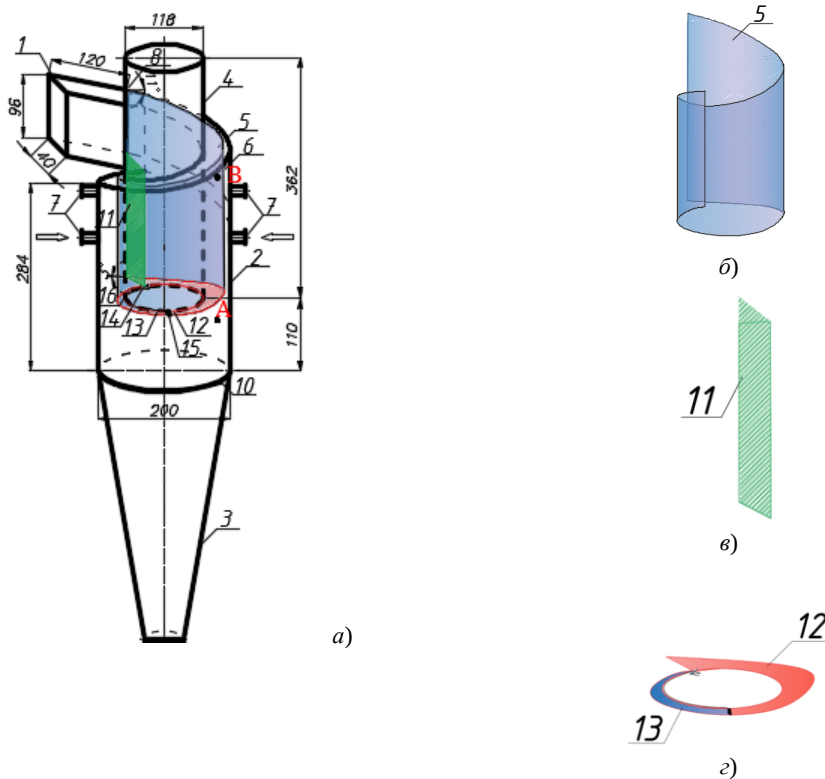


Рис. 2. Схема конструкции циклона-фильтра: 1 – входной патрубок; 2 – цилиндрический корпус; 3 – коническое днище; 4 – выхлопная труба; 5 (б) – фильтровальный материал; 6 – металлический каркас; 7 – продувочные штуцера; 8 – торец циклона; 9 – заслонка; 10 – детали крепежа; 11 (б) – поперечный фильтр; 12 (с) – горизонтальный фильтр, тканая часть; 13 – горизонтальный фильтр, металлическая часть; 14 – пластина с пружиной; 15 – стержень с кольцами; 16 – складывающийся фильтр; А, В – порты ввода термоанометра

Результаты и обсуждение

При испытаниях параметры потока внутри циклона замерялись на нижнем и верхнем уровнях кольцевого пространства, соответствующим позициям портов А и В на рис. 2. Результаты определения скорости потока в 10 точках по нижнему уровню А представлены на рис. 3.

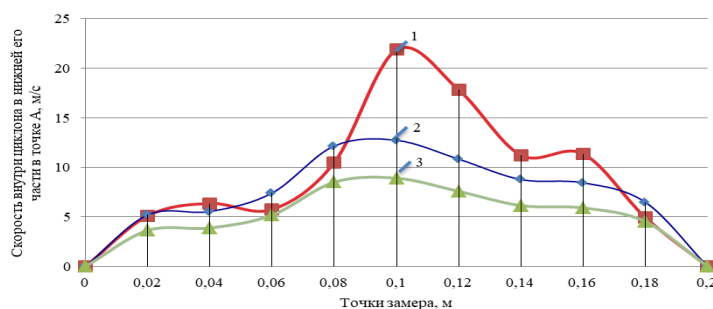


Рис. 3. Распределение тангенциальной (1), осевой (2) и радиальной (3) скоростей потока внутри циклона без предварительного запыления на нижнем уровне кольцевой части (порт А)

Распределения тангенциальных и осевых скоростей потока в кольцевом пространстве циклона получены в натурном эксперименте при помощи термоанемометра *Testo 425*, тогда как замерить радиальную составляющую проблемно из-за искажения измерительной головкой щупа термоанемометра структуры потока в области замеров. Поэтому приведенные на рис.3 значения радиальных составляющих скорости потока в циклоне были получены посредством численного эксперимента на основе методов вычислительной гидродинамики. На сегодняшний день существует множество работ, посвященных моделированию потоков в циклонах на основе *CFD (Computational Fluid Dynamics)* [12-14]. Их авторами наблюдались, как правило, определенные характеристики потока в конкретных модификациях циклонов. В данных численных исследованиях аэродинамических параметров работы циклона-фильтра был использован метод осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (*RANS*) с моделью турбулентности Спаларта-Аллармаса [15], математическая формулировка которой достаточно широко представлена в литературе, например, в работах [16, 17]. В результате численных исследований были получены недостающие в натурных испытаниях радиальные скорости и определены другие параметры потока, валидация которых была проведена по результатам натурных испытаний. В дальнейшем, посредством совмещения соответствующих результатов численных и натурных исследований получены пространственные векторы скоростей потока на уровнях А, В кольцевой части циклона. Они использованы для выстраивания ориентировочной структуры потока средствами *AutoCad* в виде траекторий как касательных к векторам скоростей в сечениях А, В кольцевой части и выходной трубы, которые позволили определить расчетным путем инерционные характеристики частиц классов PM_{10} , $PM_{2,5}$ и степень их оседания за счет инерции и касания. По результатам исследований, эффективность представленного циклона-фильтра составила 99,57% [18], что показывает возможность его использования в качестве окончательной ступени очистки в пунктах подготовки газа КС, ГРС и для газотранспортных предприятий, и для сферы электроэнергетики ТЭК.

Заключение

Потенциал энергосбережения ТЭР (топливно-энергетические ресурсы) в газоперерабатывающей отрасли составляет около миллиона тонн условного топлива. Внедрение усовершенствованных циклонов-фильтров в технологические схемы переработки углеводородного сырья позволит повысить надежность работы устройств газоочистки, а также сократить потребление энергетических и материальных ресурсов вследствие перехода на одноступенчатую схему очистки. Использование предлагаемого устройства для очистки газов в пунктах подготовки газа КС и ГРС при газовой генерации, а также для очистки атмосферных выбросов систем пылеприготовления ТЭС при угольной генерации, от взвешенных частиц классов PM_{10} , $PM_{2,5}$ и позволит увеличить пропускную способность очистных аппаратов при повышении качества очистки газа с уменьшением диаметра отсекаания (размера частиц, улавливаемых на 50%) со средних для циклонов значений 10 мкм до 0,5 мкм, без дополнительной затраты энергии, что является его преимуществом перед аналогичными устройствами.

Литература

1. Шапавало А.А. Основные направления развития систем энергетики объектов ПАО «Газпром» в современных условиях // Газовая Промышленность. 2016. №11(745). С. 78-89.
2. Кудинов А.В., Марков Н.Г. Информационные технологии для повышения ресурсоэффективности энергокомплексов нефтегазодобывающих компаний // Вестник науки Сибири. 2012. № 2 (3). С. 64-73.
3. Султангузин И.А., Шомова Т.П., Шомов П.А. Применение тепловых насосов на газоперерабатывающих предприятиях // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2015. №6(162) С. 48-51.
4. Mothilal T., Pitchandi K. Effect of mass flow rate of inlet gas on holdup mass of solid cyclone heat exchanger // Applied Mechanics and Materials. 2014. N 592. pp. 1498-1502.
5. Темникова Е. Ю., Богомолов А.Р., Петрик П.Т. Исследование характеристик циклона с внутренними элементами // Вести Кузбасского гос. тех. унив. 2009. № 2. С. 140-144.

6. Серебрянский Д.А., Захаров А.А., Плашихин С.В. Циклонные пылеуловители. Малозатратная модернизация // *Хімічна промисловість України*. 2013. № 3. С.70-74.
7. Zhao B., Wang D., Su Y. Gas-Particle Cyclonic Separation Dynamics: Modeling and Characterization // *Separation and Purification Reviews*. 2018. pp. 3-31.
8. Chu K. W., Chen J., Wang B. Understand solids loading effects in a dense medium cyclone: effect of particle size by a CFD-DEM method // *Powder Technology*. 2017. N320. pp. 112-174.
9. Азимова Н. Н., Булыгин Ю.И., Купцова И.С. Сравнительный анализ аэродинамических характеристик центробежных пылеуловителей при проведении параллельных сравнительных испытаний // *Вестник Донского государственного технического университета*. 2017. №3(90). С. 156-165.
10. Fassani F. L., Goldstein L. A study of the effect of high inlet solids loading on a cyclone separator pressure drop and collection efficiency // *Powder Technology*. 2000. N 107. pp. 60-65.
11. Замалиева А.Т., Зиганшин М.Г., Потапова Л.И. Об эффективности существующих методов циклонной фильтрации при осаждении мелкодисперсных частиц классов PM_{10} , $PM_{2,5}$ // *Известия КазГАСУ*. 2017. №4(42). С. 415-424.
12. Li X., Song J., Sun G. Experimental study on natural vortex length in a cyclone separator // *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 2016. N94. pp. 265-298.
13. Chu K. W., Wang B., Yu A. B., et al. CFD-DEM modeling of multiphase flow in dense medium cyclones // *Powder Technology*. 2009. N 193. pp. 235-247.
14. Zhou Z. Y., Kuang S. B., Chu K. W., et al. Assessments of CFD-DEM models in particle fluid flow modeling // *Journal of Fluid Mechanics*. 2010. N 661. pp. 482-510.
15. Osama H., Magdy A. B., Hesham M. E., et al. Numerical study of the effect of changing the cyclone cone length on the gas flow field // *Applied mathematical modelling*. 2017. pp. 81-97.
16. Wang B., Chu K. W., Yu A. B., et al. Modeling the multiphase flow in a dense medium cyclone // *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2009. N 48. pp. 3628-39.
17. Зиганшин М.Г. Системы очистки выбросов ТЭС. Часть 2. Оценки эффективности, верификация критериев оценки: Монография. Казань: Издательство КГЭУ, 2013. 212 с.
18. Замалиева А.Т., Зиганшин М.Г. Повышение надёжности, энергетической и экологической эффективности систем газоочистки на ТЭС // *Надёжность и безопасность энергетики*. 2018. №4(11). С. 288-293.

Авторы публикации

Замалиева Альбина Таврисовна – инженер, ООО «Газпром трансгаз Казань». Email: albinazamalieva5@gmail.com.

Зиганшин Малик Гарифович – д-р техн. наук, профессор кафедры «Тепловые электрические станции», Казанский государственный энергетический университет. Email: albinazamalieva5@gmail.com.

References

1. Shapovalov AA. Osnovnye napravleniya razvitiya sistem energetiki ob"ektov PAO «Gazprom» v sovremennykh usloviyakh. *Gazovaya promyshlennost'*. 2016;11(745):78-89.
2. Kudinov AV, Markov ND. Informacionnye tekhnologii dlya povysheniya resursoeffektivnosti energokompleksov neftegazodobyvayushchih kompanij. *Vestnik nauki Sibiri*. 2012;2(3):64-73.
3. Sultangazin IA, Shomova TP, Shomov PA. Primenenie teplovyh nasosov na gazopererabatyvayushchih predpriyatiyah. *Santekhnika, otoplenie, kondicionirovanie*. 2015;6(162): 48-51.
4. Mothilal T, Pitchandi K. Effect of mass flow rate of inlet gas on holdup mass of solid cyclone heat exchanger. *Applied Mechanics and Materials*. 2014;592:1498-1502.
5. Temnikova EYu, Bogomolov AR, Petrik PT. Issledovanie harakteristik ciklona s vnutrennimi elementami. *Vesti Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2009;2:140-144.
6. Serebryansky DA, Zakharov AA., Vlasihin B. Ciklonnye pyleuloviteli. Malozatratnaya modernizaciya. *Хімічна промисловість України*. 2013;3:70-74.
7. Zhao B, Wang D, Su Y. Gas-Particle Cyclonic Separation Dynamics: Modeling and Characterization. *Separation and Purification Reviews*. 2018;3-31.
8. Chu K. W, Chen J, Wang B. Understand solids loading effects in a dense medium cyclone: effect of particle size by a CFD-DEM method. *Powder Technology*. 2017;320:112-174.
9. Asimova NN, Bulygin YuI, Kuptsova IS. Sravnitel'nyj analiz aerodinamicheskikh harakteristik centrobeznykh pyleulovitelej pri provedenii parallel'nykh sravnitel'nykh ispytaniy. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2017;3(90):156-165.

10. Fassani FL, Goldstein LA study of the effect of high inlet solids loading on a cyclone separator pressure drop and collection efficiency. *Powder Technology*. 2000;107:60-65.
11. Zamalieva AT, Ziganshin MG, Potapova LI. Ob effektivnosti sushchestvuyushchih metodov ciklonnoj fil'tracii pri osazhdenii melkodispersnyh chastic klassov PM10, PM2,5. *Izvestiya KazGASU*. 2017;4(42): 415-424.
12. Li X, Song J, Sun G. Experimental study on natural vortex length in a cyclone separator. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*. 2016;94:265-298.
13. Chu KW, Wang B, Yu AB, et al. CFD-DEM modeling of multiphase flow in dense medium cyclones. *Powder Technology*. 2009; 193:235-247.
14. Zhou ZY, Kuang SB., Chu KW, et al. Assessments of CFD-DEM models in particlefluid flow modeling. *Journal of Fluid Mechanics*. 2010;661:482-510.
15. Osama H, Magdy AB, Hesham ME, et al. Numerical study of the effect of changing the cyclone cone length on the gas flow field. *Applied mathematical modelling*. 2017:81-97.
16. Wang B, Chu KW, Yu AB, et al. Modeling the multiphase flow in a dense medium cyclone. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2009;48:3628-39.
17. Ziganshin MG. *Sistemy ochistki vybrosov TES*. Pt. 2. Ocenki effektivnosti, verifikaciya kriteriev ocenki. Kazan': Izdatel'stvo KGEU. 2013. P.212.
18. Zamalieva AT, Ziganshin MG. Povyshenie nadyozhnosti, energeticheskoy i ekologicheskoy effektivnosti sistem gazoochistki na TES. *Nadyozhnost' i bezopasnost' energetiki*. 2018; 4(11):288-293.

Authors of the publication

Albina T. Zamalieva – LLC "Gazprom transgaz Kazan", Arsk, Russia. Email: albinazamalieva5@gmail.com.

Malik G. Ziganshin – Kazan State energy University, Kazan, Russia. Email: albinazamalieva5@gmail.com.

Поступила в редакцию

13 ноября 2019 г.



ОЦЕНКА ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕГО ЭФФЕКТА ПРИ ВНЕДРЕНИИ ГИБРИДНЫХ ОБЪЕКТОВ МАЛОЙ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ГЕНЕРАЦИИ В РЕСПУБЛИКЕ ВЬЕТНАМ

Д.Т. Нгуен, Г.Р. Мингалеева, М.В. Савина

Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия
mingaleeva-gr@mail.ru

Резюме: В работе приведены основные характеристики наиболее эффективных технологий использования солнечной энергии, в том числе в малой распределенной энергетике. Обосновано применение гибридных технологий, основанных на использовании солнечного излучения. Определены перспективы данных объектов в одной из провинций Республики Вьетнам (Нинь Туан), которая характеризуется наиболее высокой интенсивностью солнечного излучения. Представлены результаты расчета станции мощностью 4,6 МВт, работающей на основе использования ГТУ без использования солнечной энергии и с ее использованием для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания. Энергосберегающий эффект от внедрения гибридных технологий обусловлен повышением КПД станции на величину от 6% до 10% в зависимости от времени года и характерной интенсивности солнечного излучения и температуры окружающей среды. Выявлено значительное снижение расхода топлива (природного газа), используемого в газотурбинной установке.

Ключевые слова: гибридные энергетические объекты, малая распределенная генерация, энергосбережение, ресурсосбережение солнечное излучение, газотурбинная установка.

Благодарности: Работа, по результатам которой выполнена статья, выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта №17-08-00295 «А».

Для цитирования: Нгуен Д.Т., Мингалеева Г.Р., Савина М.В. Оценка энерго- и ресурсосберегающего эффекта при внедрении гибридных объектов малой распределенной генерации в республике Вьетнам // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т.21. № 5. С.132-140. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-132-140.

EVALUATION OF ENERGY AND RESOURCE SAVING EFFECT AT IMPLEMENTATION OF HYBRID OBJECTS OF SMALL DISTRIBUTED GENERATION IN THE REPUBLIC OF VIETNAM

DT Nguyen, GR Mingaleeva, MV Savina

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia
mingaleeva-gr@mail.ru

Abstract: The work presents the main characteristics of the most efficient solar energy technologies, including in small distributed energy. The use of hybrid technologies based on the use of solar radiation is justified. The prospects of these facilities in one of the provinces of the Republic of Viet Nam (Ninh Tuan), which is characterized by the highest intensity of solar radiation, have been determined. The results of calculation of the station with capacity of 4.6 MW, operating on the basis of use of GTU without use of solar energy and its use for heating of air entering the combustion chamber, are presented. The energy-saving effect of the introduction of hybrid technologies is due to the increase in the efficiency of the station by 6% to 10% depending on the time of year and the characteristic intensity of solar radiation and ambient temperature. A significant decrease in the consumption of fuel (natural gas) used in the gas turbine plant has been detected.

Keywords: Hybrid power facilities, small distributed generation, energy saving, solar radiation

resource saving, gas turbine plant.

Acknowledgments: Work by results of which article is executed is executed with financial support of the RFBR within the scientific project No. 17-08-00295 "A".

For citation: Nguen DT., Mingaleeva GR, Savina MV. Evaluation of energy and resource saving effect at implementation of hybrid objects of small distributed generation in the republic of Vietnam // Power engineering: research, equipment, technology. 2019;21(5):132-140. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-132-140.

Введение

В последние десятилетия в мировой энергетике реализуется тенденция повышения эффективности производства тепловой и электрической энергии, что обусловлено обострением конкуренции на энергетическом рынке, а также усилением экологических требований. Все более острой становится необходимость экономии первичных, особенно ископаемых энергетических ресурсов, и их рационального комплексного использования. Одним из направлений современной энергетической политики во многих развитых и развивающихся странах является строительство объектов малой распределенной энергетики, в некоторых случаях автономных, максимально приближенных к потребителю. Именно за счет близкого расположения достигается снижение потерь на передачу энергии по распределительным сетям. Объекты малой распределенной энергетики преимущественно работают по принципу когенерации, т.е. совместной выработки электрической и тепловой энергии. Параметры их работы в наилучшей степени учитывают график потребления тепловой и электрической энергии.

Мировая практика строительства объектов малой распределенной генерации (*Dispersed and Distributed Generators*) [1, 2] предполагает уменьшение затрат потребителей энергии за счет усиления конкуренции на энергетическом рынке, снижение потерь при передаче энергии и обеспечения требуемого режима потребления. Данный объект может интегрироваться в общую сеть для передачи излишков производимой энергии.

Существенными недостатками объектов распределенной энергетики малой мощности (до 25 МВт) является более высокая себестоимость производимой энергии и локальное загрязнение окружающей среды в непосредственной близости от потребителя, связанное с использованием традиционных технологий сжигания топлива. Поэтому актуальным является снижение производственных затрат, повышение экологической и инвестиционной привлекательности данных объектов. Это может быть достигнуто за счет использования возобновляемых источников, в частности солнечной энергии.

Возобновляемые источники энергии явились причиной глобальной трансформации энергетических технологий [3] и дали толчок к ускоренному росту электрификации во многих областях жизни – электрическое отопление, электрический транспорт и др. Использование возобновляемых источников ведет также к декарбонизации энергетики и радикальному снижению выбросов углекислого газа. На возобновляемые источники энергии приходится 0,7% среднегодового роста возобновляемых источников энергии, что составляет половину от общего объема [3].

Среди всех доступных возобновляемых источников энергии наибольшую долю составляет солнечная энергия. Согласно экспертным оценкам солнечная энергия, поступающая на поверхность Земли, оценивается в $1,2 \cdot 10^{17}$ Вт. На энергию Солнца приходится более 99,99% всех возобновляемых источников энергии, имеющихся на Земле. Это соответствует средней доступной мощности на каждого человека в объеме 15 МВт [4].

Для использования в коммерческих целях определен уровень интенсивности солнечного излучения, который должен составлять не менее 2000-2800 кВт ч/м²/год, а по некоторым оценкам – не менее 1800 кВт ч/м²/год [5].

На данном этапе развития малой распределенной генерации наиболее перспективным, по мнению авторов, является сочетание традиционных технологий производства энергии на основе сжигания топлива и технологий возобновляемой энергетики, например, газотурбинной установки и солнечного воздушного нагревателя.

Гибридные технологии и методы исследования

Рассмотрим наиболее эффективные технологии солнечной энергетики, которые применяются на сегодняшний день или проходят опытно-промышленную апробацию. На солнечных электростанциях электрическая энергия вырабатывается путем концентрирования солнечного излучения. Обычно такие установки состоят из нескольких

компонентов, таких как солнечные концентраторы, ресивер, паровая турбина и электрогенератор. Встречаются четыре различных вида солнечных электростанций [5]:

- солнечный параболический тарельчатый концентратор (*SPD*);
- параболические цилиндрические коллекторы (*PTC*);
- солнечная энергетическая башня (*SPT*);
- линейные отражатели Френеля (*LFR*).

В системе *SPD* используется параболический точечно-фокусирующий концентратор в виде тарелки. Концентраторы размещены в сборе с двухосной системой слежения, которая следует за солнцем. В фокальной точке для эффективного преобразования энергии установлен двигатель Стирлинга/Брайтона с электрическим генератором для использования концентрированного тепла на приемнике. При соотношении концентраций приблизительно 2000 в фокальной точке температура и давление рабочей жидкости обычно достигают около 700-750 °C и 200 бар соответственно. Обычно диаметр тарелки составляет от 5 до 10 м, а площадь поверхности – 40-120 м². Блестящая поверхность *SPD* выполнена из серебра или алюминия, которые покрыты стеклом или пластиком. Однако более высокие эксплуатационные характеристики могут быть достигнуты при использовании стекла с тонким слоем серебра толщиной 1 мкм. Кроме того, для улучшения отражения поверхности в стекле используется определённый процент железа. В такой комбинации коэффициент отражения может достигать 90-94%. Одна параболическая система *CSP* может иметь мощность в диапазоне от 0,01 до 0,5 МВт [6]. Для обеспечения более надежного энергоснабжения системы *SPD* также могут быть объединены с силовой установкой на ископаемом топливе [5].

В системе *PTC* большие зеркала в форме желоба используются для отражения солнечного излучения на приемник. Поле коллектора содержит несколько сотен желобов, которые расположены параллельными рядами, выровненными по оси север-юг. Такая конфигурация позволяет одноосным впадинам отслеживать Солнце с востока на запад в течение дня, обеспечивая непрерывную фокусировку солнечного излучения на приемные трубы. Когда солнечное излучение отражается от зеркала, изогнутые формы направляют большую часть этого отраженного тепла в приемник. Приемник или поглощающая (абсорбционная) трубка заполнена жидкостью, это может быть масло, расплавленная соль или другая жидкость, удерживающая тепло. Для расплавленной соли используют различные процентные содержания нитрата натрия, калия, нитрата калия. Высокий коэффициент поглощения абсорбционной трубки и ее положение в фокальной точке желоба являются двумя важными условиями, которые необходимо обеспечить для эффективного нагрева рабочей жидкости. В зависимости от соотношения концентраций, солнечной интенсивности, расхода рабочей жидкости и других параметров температура рабочей жидкости может достигать 400°C. Поскольку солнечная энергия концентрируется в системе в 70-100 раз, рабочая температура достигает 350-550°C. Если параболическая система интегрирована с паротурбинной силовой установкой, то она представляет собой технологию прямого парообразования. Рабочая жидкость нагревает воду через теплообменник, вода превращается в пар, который используется для вращения турбины. Как только рабочая жидкость передает свое тепло воде, она рециркулирует и снова используется в процессе, пар также охлаждается, конденсируется и возвращается в процесс [5]. Одним из больших преимуществ системы желобов является то, что нагретая рабочая жидкость может храниться и использоваться для выработки электричества, когда солнечный свет отсутствует. Среди различных технологий использования солнечной энергии эта система обеспечивает наилучшее землепользование. Некоторые параболические установки используют ископаемое топливо для дополнения производства энергии в периоды низкого уровня солнечной радиации, и часто система таких установок может быть интегрирована с обычными установками, работающими на природном газе или угле [7].

SPT – это система выработки электроэнергии, в которой используются большие плоские зеркала для отражения солнечного света на солнечный приемник в верхней части центральной башни [8]. Материалы для приемника обычно представляют собой керамику или металлы, которые стабильны при относительно высоких температурах. Средний солнечный поток, падающий на приемник, изменяется от 200 до 1000 кВт/м², обеспечивая возможность достижения высокой рабочей температуры [9]. В приемнике температура рабочей жидкости становится достаточно высокой для получения пара или нагрева воздуха. В качестве рабочей жидкости могут использоваться вода (пар), расплавленная соль, жидкий натрий или воздух.

Установки *LFR* состоят из массива линейных зеркальных полос в качестве отражателей, с приемниками, системой слежения, технологической и приборной системой, паровой турбиной и генератором. Рефлекторы являются важнейшими компонентами в системе, а механизм рефлекторов такой же, как у линзы Френеля. Солнечные лучи отражаются линзой Френеля и фокусируются в одной точке, как правило, на постоянный приемник на линейной башне. В дневное время отражатели Френеля автоматически направляются к солнцу, и оттуда отраженное солнечное излучение переносится в линейную башню, где приемник в форме длинного цилиндра содержит ряд трубок, заполненных водой. При высоком солнечном излучении вода испаряется и под давлением поступает в паровую турбину, которая вращает генератор, вырабатывающий электричество [10,11-13].

Сравнительный анализ вышеуказанных технологий солнечной генерации представлен в таблице 1.

Таблица 1

Основные характеристики технологий солнечной энергетики [5]

Показатель	<i>SPD</i>	<i>PTC</i>	<i>SPT</i>	<i>LFR</i>
Мощность, МВт	0,01-0,4	10-200	10-150	10-200
Коэффициент концентрации	1000-3000	25-100	300-1000	70-80
Максимальная солнечная эффективность, %	29	20 ожидаемая	20 (35 ожидаемая)	21
Годовая солнечная электрическая эффективность, %	20-35	15	20-35	8-10
Требуемая площадь (м ² / МВт·ч)	30-40	4-6	8-12	6-8
Тепловая эффективность %	30-40	30-40	30-40	-
Максимальная эффективность, %	30	14-20	23-35	18
Капитальные затраты, USD / кВт	12578	3972	4000	-
Капитальные затраты, USD/ м ²	-	424	476	234
Рабочая температура освещаемой поверхности, °C	800	290-550	250-650	250-390, возможно до 560
Стабильность сети	низкая	от средней до высокой	высокая	средняя

В качестве объекта исследования выбрана гибридная мини-ТЭС мощностью 4,6 МВт, работающая по технологии *SPT*, поскольку она имеет существенные преимущества по максимальной эффективности и рабочей температуре освещаемой поверхности. Это реально работающий объект, расположенный в Испании. На рис. 1 представлены схемы малых станций в традиционном исполнении без использования солнечной энергии (*a*) и гибридный вариант с солнечным воздушным нагревателем, размещенном на башне (*b*).

Для расчета использовались следующие основные зависимости для определения эффективности и расхода топлива.

Работа сжатия воздуха компрессором определялась по формуле, кДж/кг:

$$h_k = T_b \cdot c_p \cdot (P_k^{\frac{c_p}{R_b}} - 1)$$

где T_b – температура воздуха на входе в компрессор, соответствующая температуре окружающей среды, °C; c_p – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C); P_k – степень сжатия воздуха в компрессоре; R_b – газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·K).

С учетом солнечной энергии, воспринятой воздушным нагревателем E_c энергетический баланс камеры сгорания ГТУ может быть записан следующим образом:

$$E_c + G_b h_k + B_f (Q_i^r \cdot \eta_{kc} + h_f) = G_t h_t,$$

где G_b – расход воздуха, кг/с; B_f – расход топлива, кг/с; $Q_{г1}$ – теплота компонентов образующихся продуктов сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{кс}$ – КПД камеры сгорания; G_r – расход газов перед газовой турбиной, кг/с; h_r – энтальпия газов перед газовой турбиной, кДж/кг.

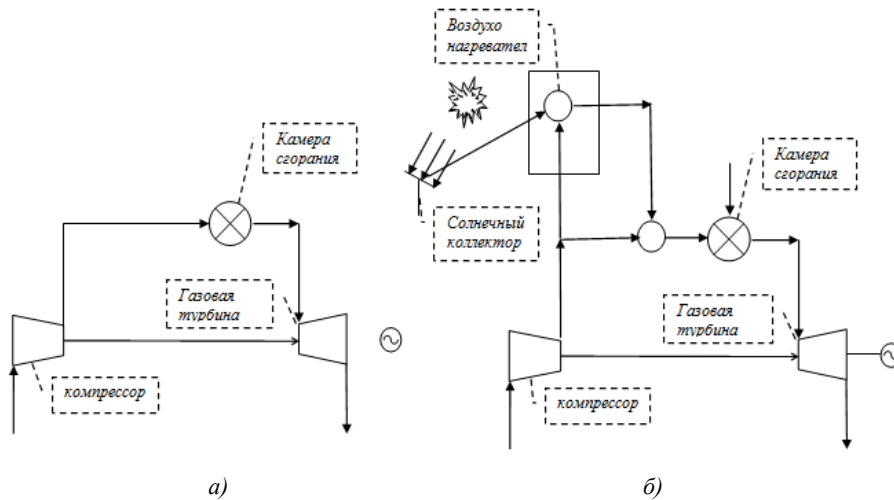


Рис. 1. Принципиальные схемы малых энергетических объектов, работающих на базе ГТУ:
а) традиционная схема ГТУ; б) схема гибридной станции с использованием солнечного воздушного нагревателя

Расход газов, образующихся в камере сгорания, которые затем направляются в газовую турбину, определяется как сумма расходов поступающего воздуха и продуктов сгорания топлива:

$$G_n = G_a + B_n.$$

Тогда расход топлива может быть выражен следующим образом:

$$B_n = \frac{(G_b(h_n - h_k) - E_n)}{Q_{г1} \eta_{mn} + h_n - h_n}.$$

Внутренняя мощность, потребляемая компрессором ГТУ, с учетом расхода $G_{охл1}$ и энтальпии h_i охлаждающего воздуха определяется по формуле, кВт:

$$N_{ik} = \frac{G_b h_k + \sum_{i=1}^n G_{охл1} h_i}{\eta_k},$$

где η_k – КПД компрессора.

Эффективность станции определяется по зависимости:

$$\eta = \frac{N_э}{G_n \times Q_n},$$

где $N_э$ – электрическая мощность, кВт; Q_n – теплотворная способность топлива, кДж/кг.

Характеристика климатических условий Республики Вьетнам

Вьетнам является развивающейся страной, размещенной в Юго-Восточной Азии и обеспеченной в основном углем, нефтью, гидроэнергией и возобновляемыми источниками энергии. В стране проживает большое число жителей сельских районов, поэтому децентрализованные технологии использования возобновляемых источников энергии могут сыграть определенную роль в обеспечении электроэнергией. Для продвижения возобновляемых источников энергии правительство Вьетнама утвердило Генеральный план развития возобновляемой энергетики на период до 2015 года с перспективой до 2025 года. Среди прочих мероприятий в плане уделяется приоритетное внимание развитию энергетики в сельских и отдаленных районах [14].

Строительство новых дополнительных источников для производства электроэнергии в той или иной стране или регионе требует предоставления всем заинтересованным сторонам специальных инструментов, облегчающих принятие соответствующих решений и разработку проектов. В случае использования солнечной энергии детальное знание солнечных ресурсов и их пространственного распределения по территории имеют решающее значение для внедрения данных технологий в энергетическую систему страны.

В работе [14] представлены результаты исследования заключается в виде карт необходимых компонентов солнечного излучения (глобальная горизонтальная и прямая нормальная интенсивность) во Вьетнаме, рассчитанных на основе комбинации полученной со спутников информации, наземных измерений и данных повторного анализа.

Климатические условия Республики Вьетнам характеризуются преобладанием тропических муссонов, сильной жарой и влажностью. С мая до сентября дуют южные и юго-восточные ветры. В период с октября по апрель преобладают северные муссоны с северными и северо-восточными ветрами. Между каждым муссонным сезоном дважды в год наблюдается переходный период переменных ветров. В период с мая по сентябрь (южный муссон) наблюдается одиночный сезон дождей.

Характеристики солнечной радиации во Вьетнаме являются результатом работы с несколькими источниками информации для обеспечения наиболее точной количественной оценки в соответствии с имеющейся наземной информацией. Источники информации представляют собой спутниковые снимки, выходные данные модели погодных условий и коэффициента пропускания и наземные измерения продолжительности солнечного света.

На основе анализа интенсивности солнечного излучения в разрезе провинций Республики Вьетнам по каждому месяцу года для исследования была выбрана провинция Нинь Туан, климат которой является наиболее солнечным в течение всего года.

Результаты и обсуждение

В результате расчета по представленным зависимостям были определены значения КПД объекта малой распределенной генерации мощностью 4,6 МВт и расхода топлива. В расчете учитывался сезонный характер изменения интенсивности солнечного излучения и зависящее от него температуры окружающего воздуха. Графики зависимости температуры от интенсивности солнечного излучения (DNI) по четырем месяцам года, характеризующих различные сезоны приведены на рис.2.

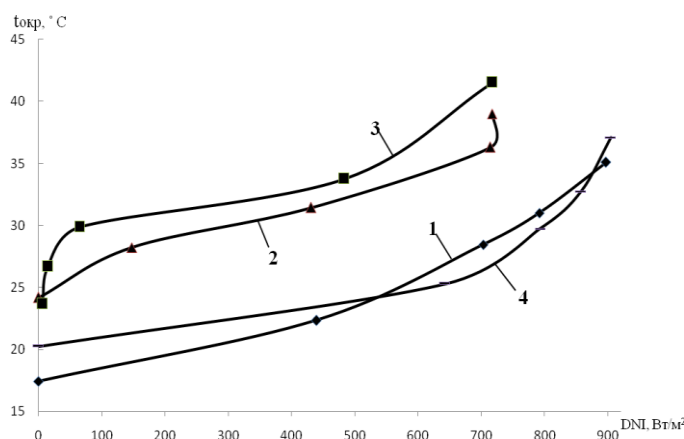


Рис.2. Зависимости температуры окружающего воздуха от интенсивности солнечного излучения:
1 – февраль; 2 – май; 3 – август; 4 – ноябрь

В связи с тем, что интенсивность солнечного излучения характеризуется существенной неравномерностью в течение дня был исследован весь диапазон от 0 до максимального значения 900 Вт/м^2 .

Для традиционной схемы с ГТУ при увеличении температуры окружающего воздуха увеличиваются затраты мощности на привод компрессора, соответственно, для выработки требуемой мощности 4,6 МВт необходимо увеличить подачу топлива и общая эффективность объекта снижается с 35 до 33,5-34% (рис. 3, кривые 1', 2', 3', 4'), а расход топлива возрастает с 350 до 355-360 г/кВт·ч (рис. 4, кривые 1', 2', 3', 4').

При реализации гибридной схемы с увеличением интенсивности солнечного излучения, даже при повышении температуры окружающего воздуха, КПД возрастает до значения 41% в августе и максимально до 45% в ноябре. При этом расход топлива снижается весьма существенно для августа до 297 г/кВт·ч и для ноября до 274 г/кВт·ч.

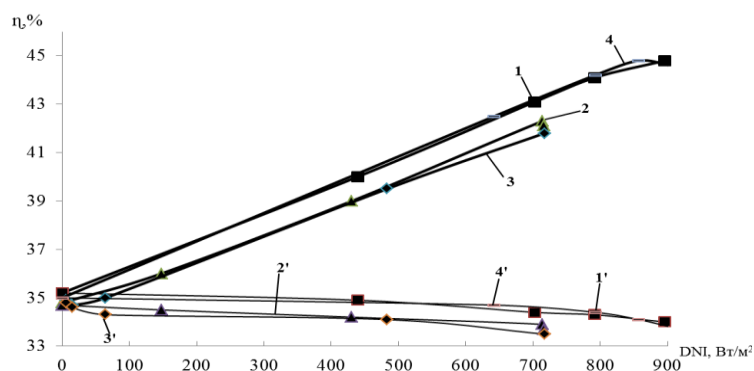


Рис. 3. Зависимости КПД станции от интенсивности солнечного излучения: 1 – февраль, гибридная схема; 2 – май, гибридная схема; 3 – август, гибридная схема; 4 – ноябрь, гибридная схема; 1' – февраль, традиционная схема; 2' – май, традиционная схема; 3' – август, традиционная схема; 4' – ноябрь, традиционная схема

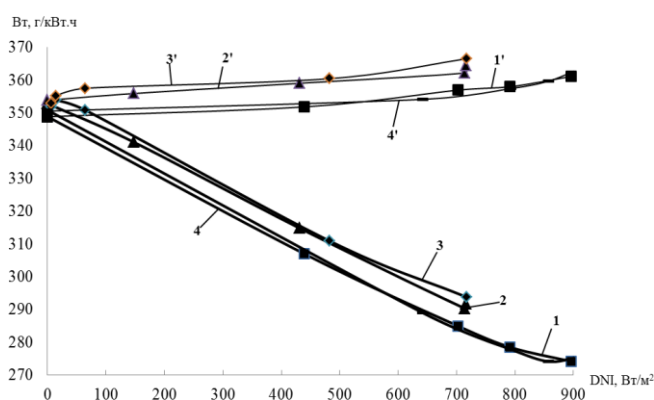


Рис. 4. Зависимости расхода топлива от интенсивности солнечного излучения: 1 – февраль, гибридная схема; 2 – май, гибридная схема; 3 – август, гибридная схема; 4 – ноябрь, гибридная схема; 1' – февраль, традиционная схема; 2' – май, традиционная схема; 3' – август, традиционная схема; 4' – ноябрь, традиционная схема

Заключение и выводы

Использование гибридных схем для объектов малой распределенной энергетики позволяет эффективно сочетать различные источники энергии – традиционное топливо, в частности газообразное, и солнечную энергию. Такое сочетание наиболее эффективно для стран, обладающих значительными ресурсами солнечной энергии.

Проведенный анализ эффективности использования гибридной схемы для малой электростанции, работающей на базе ГТУ, мощностью 4,6 МВт для провинции Нинь Туан Республики Вьетнам для различных сезонов года, отличающихся солнечной интенсивностью, показал, что КПД станции может быть увеличен на 6-10%, что обусловлено снижением расхода топлива на 1 кВт·ч производимой энергии до минимального значения 274 г/кВт·ч.

Полученные результаты доказывают целесообразность применения объектов малой распределенной генерации различной мощности в энергетической системе Республики Вьетнам.

Литература

1. Carpinelli G., Mottola F., Proto D., et al. Optimal allocation of dispersed generators, capacitors and distributed energy storage systems in distribution networks // IEEE Modern Electric Power Systems, 2010, Wroclaw, Poland.
2. Fidalgo J. N., Dalila B. M., M. Fontes, et al. Decision Support System to Analyze the Influence of Distributed Generation in Energy Distribution Networks // Optimization in the Energy Industry. 2009. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. pp. 59-77.
3. Gielen D., Boshella F., Sayginb D., et al. The role of renewable energy in the global energy transformation // Energy Strategy Reviews. 2019. V.24. pp. 38-50.

4. Spelling J.D. Hybrid Solar Gas-Turbine Power Plants. A Thermoeconomic Analysis. Stockholm, Sweden: Sweden Universitetservice US-AB, 2013. p.279.
5. Md Tasbirul Islam, Nazmul Hud, Abdullah AB, et al. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. V.90. pp.987-1018.
6. Cavallaro F. Multi-criteria decision aid to assess concentrated solar thermal technologies // Renew Energy. 2009. Vol. 34. pp.1678-1685.
7. Solar PACES. CSP projects around the world. Available from <http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-projects-around-the-world>; 2016. Accessed to: 07 May 2016.
8. Behar O, Khellaf A, Mohammedi K. A review of studies on central receiver solar thermal power plants // Renew Sustain Energy Rev. 2013. V.23. pp.12-39.
9. Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications // Progress Energy Combust Sci. 2004. V.30. pp.231-95.
10. EIA. U.S. Energy Information Administration international energy outlook. Available from [https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2017).pdf); 2017. Accessed to: 22 January 2018.
11. El Gharbi N, Derbal H, Bouaichaoui S, et al. A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. Energy Procedia. 2011. V.6. pp.565-572.
12. Chemisana D. Building integrated concentrating photovoltaics: a review. Renew Sustain Energy Rev. 2011. V.15. pp.603-611.
13. Zhang H., Baeyens J., Degreve J., et al. Concentrated solar power plants: review and design methodology. Renew Sustain Energy Rev. 2013. V.22. pp.466-481.
14. Polo J., Bernardos A., Navarro A.A., et al. Solar resources and power potential mapping in Vietnam using satellite-derived and GIS-based information // Energy Conversion and Management. 2015. V.98. pp. 348-358.

Авторы публикации

Нгуен Дык Тоан – аспирант кафедры «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет.

Мингалеева Гузель Рашидовна – д.т.н., зав.кафедрой «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет. Email: mingaleeva-gr@mail.ru.

Савина Мария Валерьевна – к.т.н., доцент кафедры «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет.

References

1. Carpinelli G, Mottola F, Proto D, Russo A. Optimal allocation of dispersed generators, capacitors and distributed energy storage systems in distribution networks. *IEEE Modern Electric Power Systems*. 2010, Wroclaw, Poland.
2. Fidalgo JN, Dalila BM, M. Fontes, et al. A Decision Support System to Analyze the Influence of Distributed Generation in Energy Distribution Networks. *Optimization in the Energy Industry*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2009. pp. 59-77.
3. Gielen D, Boshella F, Sayginb D, et al. The role of renewable energy in the global energy transformation. *Energy Strategy Reviews*. 2019;24:38-50.
4. Spelling J.D. Hybrid Solar Gas-Turbine Power Plants. *A Thermoeconomic Analysis*. Stockholm, Sweden: Sweden Universitetservice US-AB, 2013. 279 p.
5. Md Tasbirul Islam, Nazmul Hud, A.B. Abdullah, R. Saidur A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018;90:987-1018.
6. Cavallaro F. Multi-criteria decision aid to assess concentrated solar thermal technologies. *Renew Energy*. 2009;34:1678-1685.
7. SolarPACES. *CSP projects around the world*. Available from <http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-projects-around-the-world>; 2016. Accessed to: 07 May 2016.
8. Behar O, Khellaf A, Mohammedi K. A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renew Sustain Energy Rev*. 2013;23:12-39.
9. Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. *Progress Energy Combust Sci*. 2004;30:231-95.
10. EIA. U.S. Energy Information Administration international energy outlook. Available at: [https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484\(2017\).pdf](https://www.eia.gov/outlooks/ieo/pdf/0484(2017).pdf); 2017. Accessed to :22 January 2018.

11. El Gharbi N, Derbal H, Bouaichaoui S, et al. Comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies. *Energy Procedia*. 2011;65:65-572.
12. Chemisana D. Building integrated concentrating photovoltaics: a review. *Renew Sustain Energy Rev*. 2011;5:603–611.
13. Zhang H, Baeyens J, Degreve J, et al. Concentrated solar power plants: review and design methodology. *Renew Sustain Energy Rev*. 2013. V.22. P.466-481.
14. Polo J, Bernardos A, Navarro AA, et al. Solar resources and power potential mapping in Vietnam using satellite-derived and GIS-based information. *Energy Conversion and Management*. 2015;98:348-358.

Authors of the publication

Nguyen D. Tuoang – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Guzel R. Mingaleeva – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: mingaleeva-gr@mail.ru.

Maria V. Savina – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

Поступила в редакцию

01 ноября 2019г.



ТЕПЛОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАСЛОПОЛНЕННОГО СИЛОВОГО ТРАНСФОРМАТОРА ТМ-160/10

Нгуен Тиен, К.Х. Гильфанов*

¹Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

*kamil.gilfanov@yandex.ru

Резюме: Представлены результаты моделирования тепловых характеристик сухого и маслонаполненного силового трансформатора ТМ-160/10 в режимах холостого хода и короткого замыкания. Определены электрические, геометрические и тепловые характеристики трансформатора ТМ-160/10. Компьютерное моделирование выполнено в среде программного пакета ANSYS 17.1. Определены 2D-распределения температуры и плотности тепловых потоков в трансформаторе в продольном и поперечном разрезах. Показано, что использование трансформаторного масла для охлаждения трансформатора существенно уменьшает температуры в активной части. Распределение температур занимает диапазон 67-91 °С. Соответственно температура наиболее нагретой части равна 91°С и также соответствует обмотке низкого напряжения. Проведено изучение зависимости наиболее нагретой точки трансформатора от режима работы. Предложена формула для расчета максимальной температуры трансформатора в зависимости от потери мощности.

Ключевые слова: силовой трансформатор, сухой и маслонаполненный, тепловые потоки, температура в наиболее нагретых точках, компьютерное моделирование.

Для цитирования: Нгуен Тиен, Гильфанов К.Х. Тепловое моделирование маслонаполненного силового трансформатора ТМ - 160/10 // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. №5. С. 141-151. doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-141-151.

THERMAL MODELLING OF OIL-FILLED POWER TRANSFORMER TM-160/10

Nguyen Tien, KH Gilfanov*

Kazan state Power engineering university, Kazan, Russia

*kamil.gilfanov@yandex.ru

Abstract: The results of modeling the thermal characteristics of the dry and oil-filled power transformer TM-160/10 in idle and short circuit modes are presented. The electrical, geometric and thermal characteristics of the TM-160/10 transformer are determined. Computer modeling is performed in the software package ANSYS 17.1. The 2D distributions of temperature and density of heat flows in the transformer in the longitudinal and transverse sections are determined. It is shown that the use of transformer oil for cooling the transformer significantly reduces the temperatures in the active part. The temperature distribution occupies the range of 67-91 °C. Accordingly, the temperature of the most heated part is 91 °C and also corresponds to the low voltage winding. The dependence of the most heated point of the transformer on the operating mode was studied. A formula is proposed for calculating the maximum temperature of a transformer as a function of power loss.

Keywords: power transformer, dry and oil filled. heat fluxes, temperature at the most heated points, computer simulation.

For citation: Nguen Tien, Gilfanov KH. Thermal modelling of oil-filled power transformer TM - 160/10. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2019; 21(5):141-151. (In Russ). doi:10.30724/1998-9903-2019-21-5-141-151.

Введение

Силовые трансформаторы представляют собой наибольшую часть капитальных вложений в передающие и распределительные подстанции. Кроме того, отключения силового трансформатора наносят значительный экономический ущерб электрической сети. Одним из наиболее важных параметров, определяющих ресурс трансформатора, является значение температуры наиболее горячей точки, которая в свою очередь, определяется плотностью тепловых потоков. В работах [1-3] показано, что максимальная температура является функцией нагрузок, перегрузок, режимов охлаждения и времени. Также замечено [4-6], что традиционные методы расчета дают заниженные значения максимальных температур, особенно в тех случаях, когда тепловые переходные процессы не достигли установившихся состояний. Важной задачей является повышение качества трансформаторов, разработка наиболее прогрессивных технологий их производства, создание и применение наиболее современных и высокоэффективных материалов, а также уменьшение потерь энергии при их работе [7]. Решение этих задач невозможно без глубокого понимания и изучения тепловых режимов трансформатора.

При нагрузке трансформатора, приводящей к режимам работы с температурой, превышающей допустимые нормами значения, износ изоляции повышается, происходит снижение надежности, а срок службы уменьшается. Защита трансформатора от перегрева вследствие недопустимых температур эксплуатации связана или с необходимостью уменьшения нагрузки, то есть нарушением его основной функции, или с применением средств форсирования охлаждения.

Целью данной работы является моделирование тепловых режимов трансформатора, исследование распределения тепловых потоков и температур в трансформаторе при различных режимах охлаждения и потерях мощности.

Согласно действующим стандартам [8-10] превышением температуры какой-либо части трансформатора называется разность температур этой части и охлаждающей среды. Допустимые превышения температуры активной части трансформатора оказывают влияние на внутреннее устройство, размеры, нагрузочную способность, стоимость и режимы эксплуатации трансформатора.

Согласно стандарту, соответствующему рекомендациям 76 МЭК превышение средней температуры обмотки над температурой окружающей среды не должно превышать 65°C [11]. Наибольшее же превышение температуры масла в баке под крышкой бака трансформатора над температурой окружающей среды не должно превышать 60 °С.

Наибольшая допустимая температура окружающей среды для воздуха составляет +40 °С, а для воды +25 °С. Если температуры воздуха или воды превышают допустимые, то нормы нагрева снижаются на число градусов, соответствующее превышению. В рекомендациях МЭК износ изоляции, определяемый температурой наиболее нагретой точки обмотки и длительностью ее воздействия, отнесен к температуре 98°C, которая обычно характерна для длительной нагрузки и температуры окружающего воздуха 20°C. Для изоляционных материалов, относящихся к классу нагревостойкости А, допускается достижение температуры наиболее нагретой точки до 115 °С.

Однако, контроль за соответствием температуры самой нагретой точки трансформатора допустимой температуре является затруднительным для трансформаторов, поскольку ее положение в пространстве не является стационарным, использование оптоволоконных датчиков температуры не столь эффективно, поэтому ее определение экспериментальными методами или с помощью моделирования является актуальной задачей.

Расчет параметров силового маслонаполненного трансформатора

В качестве объекта исследования выбран стержневой маслонаполненный трехфазный трансформатор ТМ-160/10, параметры которого представлены в табл. 1.

Расчет основных электрических величин и геометрических размеров трансформатора, необходимых для моделирования произведен согласно методике [12].

В качестве обмоток высокого напряжения (ВН) и низкого напряжения (НН) приняты цилиндрические многослойные обмотки из круглого провода.

Для испытательного напряжения ВН $U_{исп1} = 35$ кВ определены изоляционные расстояния [12]: $a_{12} = 9$ мм, $l_{02} = 30$ мм, $a_{22} = 10$ мм, $\delta_{12} = 3$ мм (рис. 1).

Электрические характеристики трансформатора ТМ-160/10	
Тип трансформатора	ТМ-160/10
Мощность	160 кВА
Частота	50 Гц
Число фаз	3
Первичное напряжение	$(10000 \pm 3 \times 2\%)$ В
Вторичное напряжение U_2	3150 В
Система охлаждения	масляное естественное
Схема и группа соединения обмоток	Y/Y
Напряжение короткого замыкания	4,5 %
Ток холостого хода	2,4 %
Потери холостого хода	510 Вт
Потери короткого замыкания	2650 Вт

Для испытательного напряжения НН $U_{исп2} = 18$ кВ изоляционное расстояние: $a_{01} = 15$ мм, $l_{01} = 30$ мм (рис. 1).

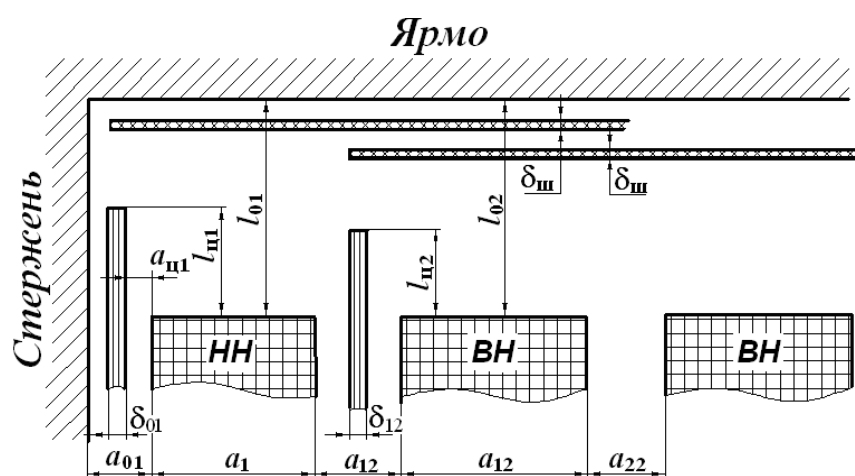


Рис. 1. Главная изоляция обмоток

Выбрана стержневая конструкция с числом 6, $k_{кр} = 0,913$ без прессующей пластины. При мощности 160 кВА охлаждающие каналы в магнитопроводе не предусматриваются [12]. В качестве материала магнитной системы трансформатора принимается холоднокатаная электротехническая сталь марки 3404 с плотностью 7650 кг/м^3 .

Диаметр стержня сердечника $d = 0,150$ м. Коэффициент приведения идеального поля рассеяния к реальному полю $k_p \approx 0,95$.

Средний диаметр канала между обмотками $d_{12} = 0,227$ м.

Высота обмотки $l = 0,263$ м. Активное сечение стержня $\Pi_c = 0,0153 \text{ м}^2$.

Число витков обмоток НН, приходящееся на одну фазу $w_2 = 327$.

Провод обмотки ПВ диаметром 3,55 мм с сечением $9,895 \text{ мм}^2$.

Число витков в слое $w_{сл2} = 65,48$. Число слоев в обмотке $n_{сл2} = 5$.

Размеры обмотки НН - внутренний диаметр $D_{2min} = 180$ мм, внешний диаметр $D_{2max} = 221$ мм. Площадь поверхности обмотки НН $\Pi_2 = 0,324 \text{ мм}^2$.

Потери короткого замыкания $P_{k2} = 382,78$ Вт, масса провода обмотки НН $G_2 = 18,16$ кг.

Плотность теплового потока на поверхности обмотки НН $q_2 = 1,183 \text{ кВт/м}^2$.

Число витков обмотки ВН при номинальном напряжении $w_{н2} = 1038$.

Число витков на одной ступени регулирования обмотки напряжения при соединении обмотки ВН в звезду $w_p = 36$.

Принята многослойная цилиндрическая обмотка из круглого медного провода ПБ диаметром $d_1 = 1,9$ мм, сечением $3,14 \text{ мм}^2$.

Число витков в одном слое $w_{сл1} = 109$. Число слоев $n_{сл1} = 9,58$.

Внутренний диаметр обмотки «доканальной» $D_{lin} = 239$ мм, «послеканальной» $D_{1min511} = 269$ мм. Наружный диаметр обмотки «доканальной» $D_{1max14} = 261$ мм, «послеканальной» $D_{1max} = 307$ мм. Полная охлаждаемая поверхность обмотки ВН $\Pi_1 = 0,888 \text{ мм}^2$.

Потери короткого замыкания $P_{k1} = 514,96$ Вт.

Масса провода «доканальной» части обмотки $G_{1,14} = 9,522$ кг, масса провода «послеканальной» части обмотки $G_{1,10} = 15,27$ кг.

Плотность теплового потока на поверхности обмотки ВН $q_1 = 0,58$ кВт/м².

Размеры масляного бака:

изоляционное расстояние от изолированного отвода обмотки ВН (внешней) до собственной обмотки $s_1 = 28$ мм и равное ему расстояние этого отвода $s_2 = 28$ мм до стенки бака;

– изоляционное расстояние от неизолированного или изолированного отвода обмотки НН до обмотки ВН $s_3 = 25$ мм;

– изоляционное расстояние от отвода НН до стенки бака $s_4 = 33$ мм;

– диаметр изолированного отвода обмотки ВН $d_1 = 20$ мм;

– диаметр изолированного отвода от обмотки НН $d_2 = 10$ мм;

– минимальная ширина бака $B = 0,451$ м;

– длина бака $A = 1,007$ м;

– минимальное расстояние от ярма до крышки бака $0,4$ м;

– глубина бака $H_6 = 1,093$ м.

Моделирование тепловых режимов маслонаполненного трансформатора.

Создание модели

Моделирование теплообмена и гидродинамики проведено в среде трансформатора в пакете программ свободно распространяемой версии *Ansys 17.1 (ANSYS Free Student Product Downloads)* [14-16]. Ввиду того, что точный расчет маслонаполненного трансформатора ограничен вычислительными ресурсами компьютера, использована упрощенная модель трансформатора ТМ-160/10.

В качестве обмоток НН и ВН, а также обмоток изоляции приняты цилиндрические поверхности, которые создаются в модуле создания геометрии *Design Modeler* программы *Ansys 17.1*. Предварительно создается эскиз (*Sketch*), который затем преобразуется в объемную фигуру с помощью операции *Extrude*. Созданные таким образом модели обмоток НН и ВН трансформатора и изоляции для одной фазы в соответствии с расчетной геометрией показаны на рис. 2, а.

Далее с помощью инструмента *Translate* создаются модели еще двух фаз трансформатора, а также в модель было добавлено ярмо. Полученная таким образом, модель активной части трансформатора представлена на рис. 2, б.

После этого модель «помещается» в маслонаполненный бак.

Далее в программе задаются характеристики физической модели. Для чего в модуле *Model Ansys Steady-State Thermal* задаются характеристики материалов обмоток, стержней, ярма, изоляции и окружающей их среды (рис. 3). В качестве материала обмоток принимаем медь (*Copper*), материал сердечника – сталь (*Structural Steel*), охлаждающей среды – трансформаторное масло (*Engineer oil*). Зависимость теплофизических характеристик масла от температуры задается из справочных данных простыми интерполяционными формулами.

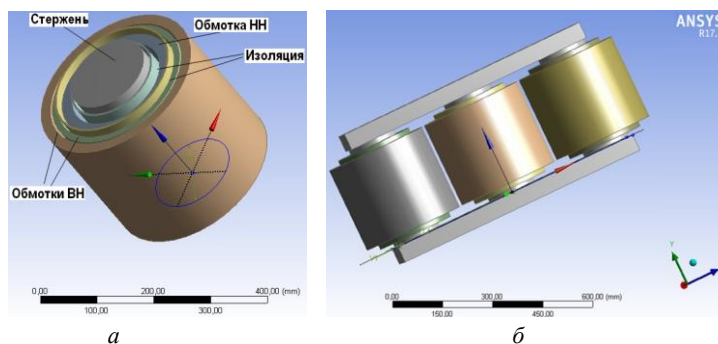


Рис. 2. Модель обмоток одной фазы (а) и активной части (б) трансформатора ТМ-160/10, созданная в *Design Modeler* программы *Ansys 17.1*

Details of "HV1"	Details of "Core"	Details of "Solid"
Graphics Properties	Graphics Properties	Graphics Properties
Definition	Definition	Definition
☐ Suppressed	☐ Suppressed	☐ Suppressed
Stiffness Behavior	Stiffness Behavior	Stiffness Behavior
Coordinate System	Coordinate System	Coordinate System
Reference Temperature	Reference Temperature	Reference Temperature
Behavior	Behavior	Behavior
Material	Material	Material
Assignment	Assignment	Assignment
Nonlinear Effects	Nonlinear Effects	Nonlinear Effects

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Copper

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Structural Steel

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Engine Oil

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Copper

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Structural Steel

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Engine Oil

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Copper

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Structural Steel

Yes

No

Flexible

Default Coordinate System

By Environment

None

Engine Oil

Yes

Рис. 3. Окно задания свойств материала обмоток (а), сердечника (б), охлаждающей среды (в)

Аналогично задается теплопроводность продольной изоляции $\lambda = 0,17 \text{ Вт/(м·К)}$ в моделируемом трансформаторе.

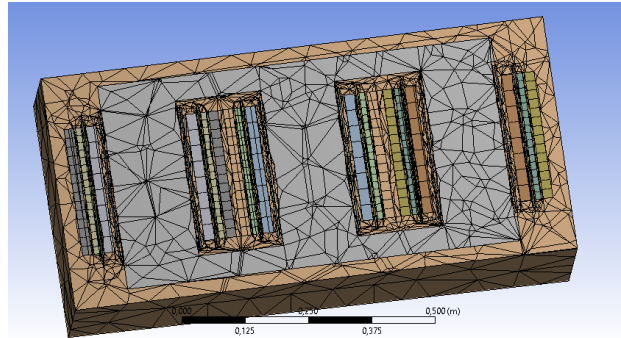


Рис. 4. Расчетная сеточная область трансформатора Mesh (в разрезе) в Ansys Steady-State Thermal

Далее в *Ansys Steady-State Thermal* задается расчетная сеточная область Mesh, которая рассчитывается автоматически на основании геометрической модели (рис. 4). Применялась треугольная сетка, минимальный размер которой 5 мм, ограничивается версией используемого вычислительного пакета.

Моделирование тепловых режимов работы маслонаполненного трансформатора. Режим короткого замыкания

Режим короткого замыкания задается в *Ansys Steady-State Thermal* путем указания удельных тепловых потоков q (*Heat Flux*). Плотность теплового потока на поверхности обмотки НН в режиме короткого замыкания $q_{2кз} = 1183 \text{ Вт/м}^2$, с обмотки ВН – $q_{2кз} = 580 \text{ Вт/м}^2$.

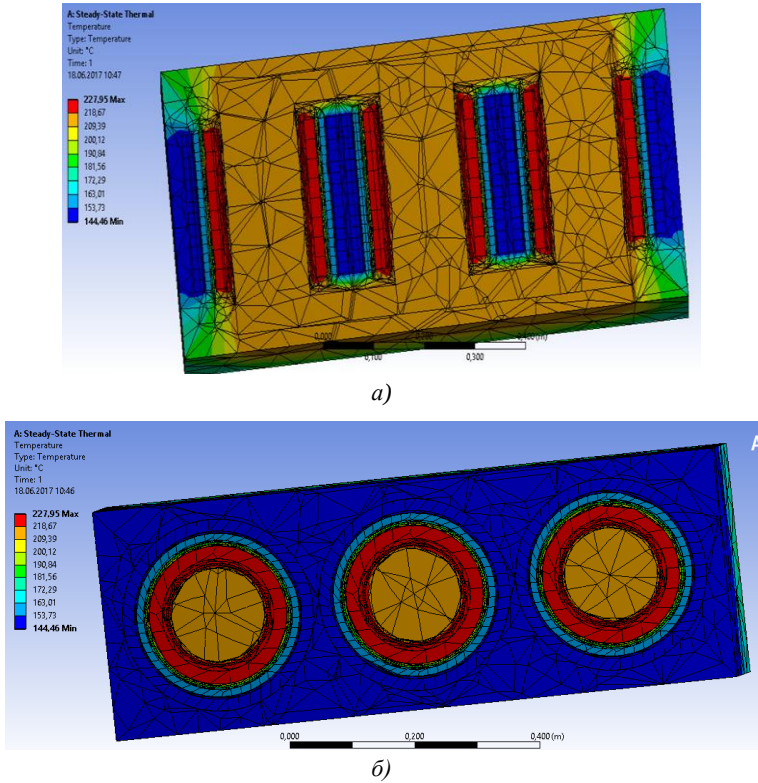


Рис. 5. Распределение температур в трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при работе в режиме короткого замыкания. Охлаждающая среда – воздух

Также для корректного моделирования в модель вводится условие передачи теплоты конвекцией (*Convection*) и обозначаем все границы между жидкостью и твердым телом с помощью инструмента *Fluid Solid Interface*.

Сначала для проверки работы активной части трансформатора и продольной изоляции проводится моделирование при отсутствии заполнения трансформатора маслом, то есть при воздушном охлаждении. Распределение температур в различных областях трансформатора вблизи активной части, полученное в результате моделирования представлено на рис. 5, а распределение плотности тепловых потоков – на рис. 6.

Из представленных скриншотов ясно, что при охлаждении воздухом температуры, при которых работает трансформатор, оказываются существенно выше допустимых 144-235 °С. Температура наиболее горячих точек соответствует примерно 225 °С и характерна для обмотки НН, также высокой оказывается температура сердечника $t = 210$ °С. Благодаря наличию изоляции температура обмоток ВН оказывается существенно ниже, но, тем не менее, также превышает допустимое значение. Наибольшая плотность тепловых потоков, как и следовало ожидать, оказывается вблизи обмоток, по мере удаления же от них интенсивность тепловых потоков быстро убывает.

Проведено аналогичное моделирование работы в режиме короткого замыкания при масляном наполнении трансформатора. Распределение температур и плотности тепловых потоков показано на рис. 7-8.

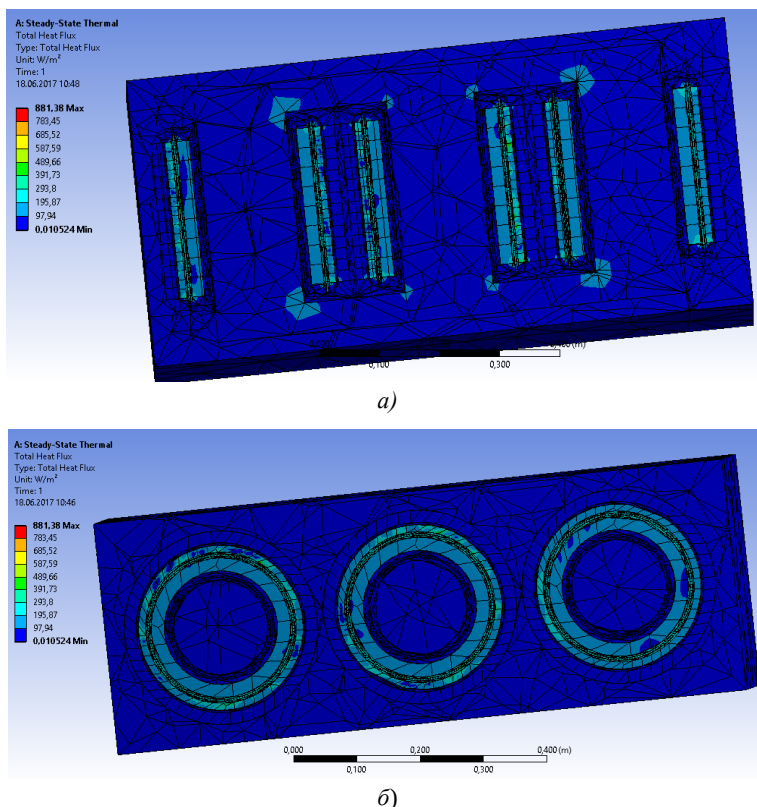


Рис. 6. Распределение плотности теплового потока в трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при работе в режиме короткого замыкания. Охлаждающая среда – воздух

Рис. 7-8 свидетельствуют, что использование трансформаторного масла для наполнения трансформатора существенно уменьшает температуры в активной части. Распределение температур занимает диапазон 67-91°С. Соответственно температура наиболее нагретой части равна 91°С и также соответствует обмотке НН.

Режим холостого хода

Потери в режиме холостого хода для трансформатора ТМ-160/10 составляют 510 Вт. Соответствующие плотности теплового потока обмоток трансформатора для обмотки НН $q_{\text{НН}}^{\text{ХХ}} = 227 \text{ Вт/м}^2$, соответственно ВН $q_{\text{ВН}}^{\text{ХХ}} = 111 \text{ Вт/м}^2$.

Параметры *Heat Flux* и *Heat Flux2* изменяются в соответствии с этими данными и проводится моделирование в *Ansys Steady-State Thermal*. Результаты свидетельствуют о том, что при работе в режиме холостого хода при воздушном охлаждении оказываются в допустимых пределах, а и при масляном охлаждении – существенно ниже номинальных. Максимальная температура в маслонаполненном трансформаторе в режиме холостого хода составляет всего 35 °С.

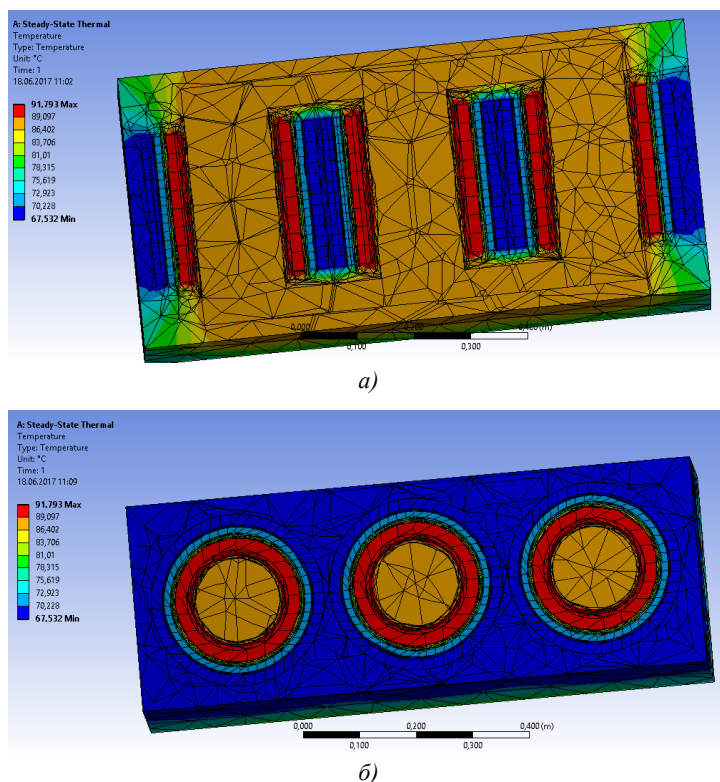


Рис. 7. Распределение температур в трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при работе в режиме короткого замыкания. Охлаждающая среда – трансформаторное масло

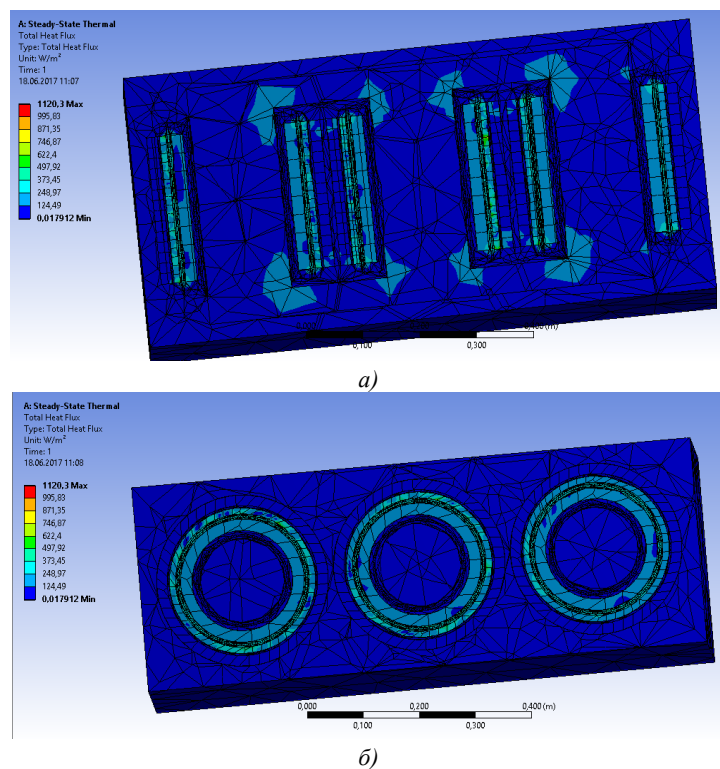


Рис. 8. Распределение плотности теплового потока в трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при работе в режиме короткого замыкания. Охлаждающая среда – трансформаторное масло

Зависимость максимальной температуры трансформатора от режима работы
Срок службы трансформатора определяется максимальной температурой его обмоток, зависящей от режима работы трансформатора. Для исследования зависимости максимальной температуры трансформатора ТМ-160/10 от режима его работы проведено

моделирование в диапазоне потерь от холостого хода (510 Вт) до короткого замыкания (2650 Вт). Соответствующие распределения температур представлены на рис. 9-11.

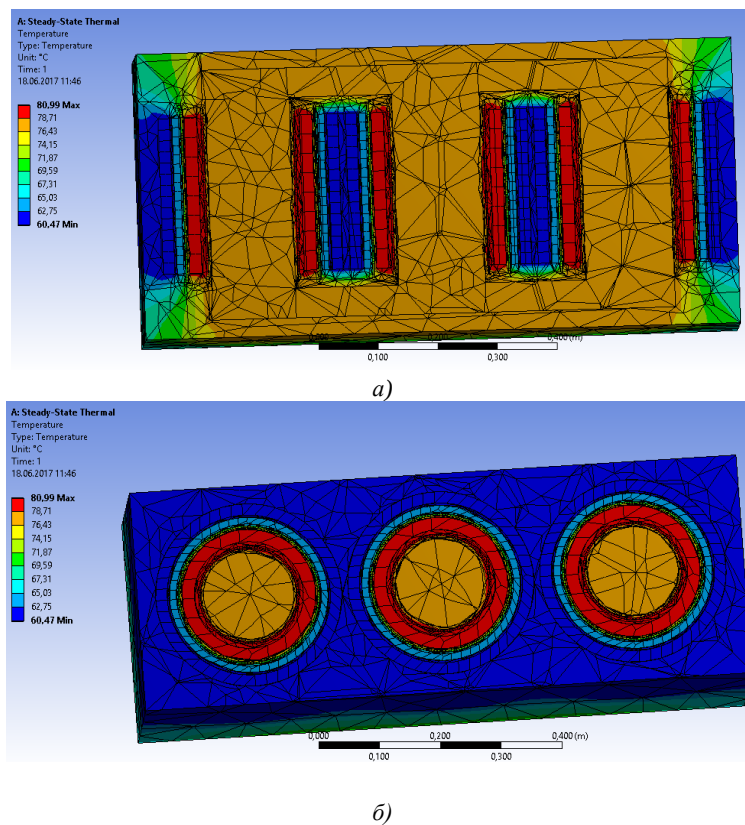


Рис. 9. Распределение температур в маслонаполненном трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при потерях $P = 2240$ Вт

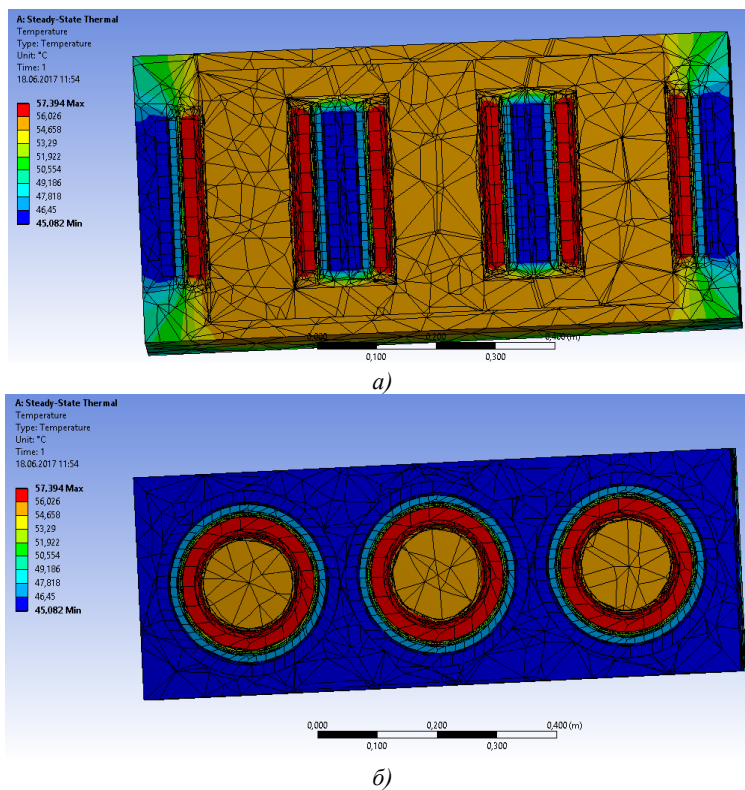


Рис. 10. Распределение температур в маслонаполненном трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при потерях $P = 1344$ Вт

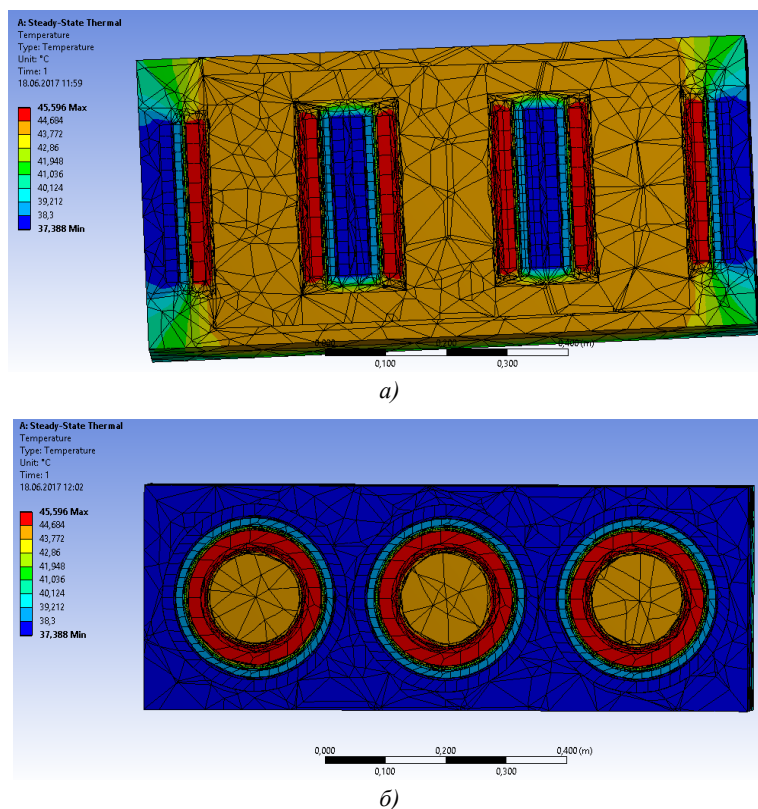


Рис. 11. Распределение температур в маслонаполненном трансформаторе в продольном (а) и поперечном (б) разрезе при потерях $P = 896$ Вт

На основании полученных данных, определяются температуры наиболее нагретых точек трансформатора и строится график зависимости максимальной температуры трансформатора от потерь (рис. 12). Результаты расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения максимальных температур трансформатора в зависимости от потерь мощности

Потери мощности P , Вт	Плотность теплового потока обмотки НН, Вт/м^2	Плотность теплового потока обмотки ВН, Вт/м^2	Максимальная температура, $^{\circ}\text{C}$
2650	1183	580	91
2240	1000	490	81
1792	800	392	69
1344	600	294	57
896	400	196	46
510	227	111	35

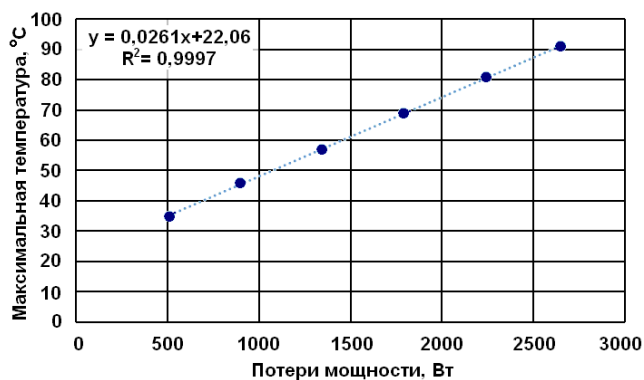


Рис. 12. Зависимость максимальной температуры трансформатора от потерь мощности

Как видно из рис. 12, полученная зависимость хорошо аппроксимируется прямой, описываемой уравнением:

$$t = 0,0261 \cdot P + 22,06, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (1)$$

Как показано в [11], срок службы изоляции экспоненциально убывает в зависимости от температуры. Можно сделать вывод, что экспоненциальная зависимость будет справедлива и для взаимосвязи между сроком службы изоляции и мощностью потерь трансформатора с учетом (1).

Выводы

Проведено моделирование Ansys 17.1 в среде тепловых режимов работы трансформатора как в «сухом», так и в маслonaполненном исполнении. Определено распределение температур в активной части трансформатора и вблизи нее, а также тепловых потоков и установлена зависимость максимальной температуры (наиболее нагретой точки) от потерь мощности в диапазоне режимов холостого хода и короткого замыкания, определяющей его ресурс.

Литература

1. Thamir M. Abdul Wahhab, Methaq Talib Jabbar. «Design and Simulation of 11/0.4 kV Distribution Transformer Using ANSYS» // Eng. & Tech. Journal. 2014. V. 32. Pt(A). N.2. pp.414-438.
2. Constantin D., Nicolae P. M., and. Nitu C. M. «3D Finite Element Analysis of a three phase power transformer» // Full Paper sent for EUROCON 2013 Conference, Zagreb, Croatia, 2013.
3. Marina A.T., Eleftherios IA., Antonios GS. (2012). Power transformer thermal analysis by using an advanced coupled 3D heat transfer and fluid flow FEM model // International Journal of Thermal Sciences, Elsevier 2012.
4. Mohammadali Salari, Pascal Bayrasy, Klaus Wolf. Thermal analysis of a three phase transformer with coupled simulation. Available at: URL: <https://www.researchgate.net/publication/276057920> 17.09.2018. Accessed to: 6 March 2019.
5. Gastelurrutia Jon., Carlos Ramos Juan., Larraona Gorka S., et al. (Numerical modelling of natural convection of oil inside distribution transformers // Applied thermal engineering. 2011. V.31. Issue 4. pp. 493-505.
6. Pendyala R., Suhaib U.I, Lian RL, et al. «CFD Analysis of Heat Transfer Performance of Nanofluids in Distributor Transformer» // 4th International Conference on Process Engineering and Advanced Materials Procedia Engineering. 2016. V.148. pp. 1162-1169.
7. Присмотрова Л.К. Проектирование силовых и специальных трансформаторов. Киров: Издательство: Вятский государственный университет. 2006. 246 с.
8. Арутюнов Ю.А., Бородин О.Н., Чашин Е.А. Проектирование силовых трансформаторов с использованием методов оптимизации. Доступно по: // URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/proektirovanie-silovyh-transformatorov-s-ispolzovanie-metodovoptimizatsii>. Ссылка активна на: 6.03.2019.
9. Встовский А.Л., Встовский С.А., Силин Л.Ф. Проектирование трансформаторов. Красноярск: Изд-во Сибирского федерального университета, 2013. 120 с.
10. Арутюнов Ю.А., Бородин О.Н., Дробязко А.А., и др. Проектирование силовых трансформаторов с использованием методов оптимизации // Омский научный вестник. Электротехника. Энергетика. 2017. № 6 (156). С. 47-53
11. Киш, Л. Нагрев и охлаждение трансформаторов. // Перевод М.А. Бики. Москва: Энергия, 1980-180 с.
12. Тихомиров, П.М. Расчет трансформаторов. М.: Энергоатомиздат. 1986-528 с.
13. Mohammadali Salari., Pascal Bayrasy., Klaus Wolf. Thermal analysis of a three phase transformer with coupled simulation. Available at: // URL: <https://www.researchgate.net/publication/276057920> 17.09.2018. Accessed to: 06 March. 2019.
14. Моделирование процессов теплообмена средствами пакета конечно-элементного анализа ANSYS. Доступно по: <http://lib.knigi-x.ru/23raznoe/126936-1.php>. 2018.
15. Нгуен Тиен, Гильфанов К.Х. Тепловой CFD расчет силового трансформатора ТМ-160/10 // Материалы 4 Национальной научно-практической конференции «Приборостроение и автоматизированный электропривод в топливно-энергетическом комплексе и жилищно-коммунальном хозяйстве»; 6-7 декабря 2018 г: в 2 т. Ред.кол: Э.Ю. Абдуллазянов и др. Казанский государственный энергетический университет. 2018. Т. 1. С. 191-196.
16. Использование технологии ANSYS Workbench для генерации конечно-элементных сеток доступно по URL: <https://sapr.ru/article/6779>. Ссылка активна на: 30 мая 2019.

Авторы публикации

Нгуен Тиен – аспирант, Казанский государственный энергетический университет. Email: kamil.gilfanov@yandex.ru.

Гильфанов Камилъ Хабибович – д-р. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Автоматизация технологических процессов и производств», Казанский государственный энергетический университет. Email: kamil.gilfanov@yandex.ru.

References

1. Thamir M. Abdul Wahhab, Methaq Talib Jabbar, "Design and Simulation of 11/0. 4 kV Distribution Transformer Using ANSYS. *Eng. & Tech. Journal*. 2014;32(2): 414-438. Pt(A).
2. Constantin D, Nicolae PM, and. Nitu CM. «*3D Finite Element Analysis of a three phase power transformer*». Full Paper sent for EUROCON 2013 Conference, Zagreb, Croatia, 2013.
3. Marina AT, Eleftherios IAmoiralis, Antonios GK. Souflaris Power transformer thermal analysis by using an advanced coupled 3D heat transfer and fluid flow FEM model International. *Journal of Thermal Sciences, Elsevier*. 2012.
4. Mohammadali Salari, Pascal Bayrasy, Klaus Wolf. *Thermal analysis of a three phase transformer with coupled simulation*. Available at: URL: <https://www.researchgate.net/publication/276057920> 17.09.2018. Accessed to: 06 March 2019.
5. Gastelurrutia Jon, Carlos Ramos Juan, Larraona Gorka S, et al. Numerical modelling of natural convection of oil inside distribution transformers. *Applied thermal engineering*. 2011;31(4):493-505.
6. Rajashekhar Pendyala, Suhaib Umer Ilyas, Lian Rui Lim, Narahari Marneni "CFD Analysis of Heat Transfer Performance of Nanofluids in Distributor Transformer" *4th International Conference on Process Engineering and Advanced Materials Process Engineering*. 2016;148:1162-1169.
7. Prismotrova LK. *Design of power and special transformers*. Kirov: Publishing house, 2006. 246 p.
8. Designing power transformers using optimization methods. Available at: URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/proektirovanie-silovyyh-transformatorov-s-ispolzovaniem-metodov-optimizatsii>. Accessed to: 06 March 2019.
9. Vstovsky AL., Vstovsky SA., Silin LF. *Design of transformers*. Krasnoyarsk: Siberian publishing House . federal. University's. 2013. P.120.
10. Arutyunov YuA, Borodin ON, Drobyazko AA, et al. Design of power transformers using optimization methods. *Omsk scientific Bulletin. Electrical engineering. Energy*. 2017;6(156):47-53.
11. Kish L. *Heating and cooling of transformers*. Moscow: Energiya, 1980. 180 p.
12. Tikhomirov PM. *Calculation of transformers*. Moscow: Energoatomizdat, 1986-528 p.
13. Mohammadali Salari, Pascal Bayrasy, Klaus Wolf. *Thermal analysis of a three phase transformer with coupled simulation*. Available at: URL: <https://www.researchgate.net/publication/276057920> 17.09.2018. Accessed to: 06 March 2019.
14. *Modeling of heat transfer processes by means of ANSYS finite element analysis package*. Available at: <http://lib.knigi-x.ru/23raznoe/126936-1.php>. 2018. Accessed to: 06 March 2019.
15. Thien N, Gilfanov KH. Thermal CFD calculation of power transformer TM-160/10 / Mater. 4th National Academy of Sciences - pract. Conf. "Instrument-making and automated electric drive in the fuel and energy complex and housing and communal services". 2018. Kazan, 6-7 December. Abdullazyanov EY et al. Kazan State Power Engineering University. 2018. pp. 191-196.
16. *Using ANSYS Workbench technology to generate finite element meshes*. Available at: URL: <https://sapr.ru/article/6779>. Accessed to: 30 May 2019.

Authors of the publication

Nguyen Tien – Kazan state Power engineering university, Kazan, Russia. Email: kamil.gilfanov@yandex.ru.

Kamil H Gilfanov – Kazan state Power engineering university, Kazan, Russia. Email: kamil.gilfanov@yandex.ru.

Поступила в редакцию

30 октября 2018 г.