

Редакционная коллегия:

Э. П. ВОЛКОВ, академик РАН,
д. т. н., проф. (главный редактор)
Е. В. АМЕРИСТОВ,
член-корр. РАН, д. т. н., проф.
Я. Л. АРЦИШЕВСКИЙ, к. т. н.
Б. А. АФАНАСЬЕВ
И. И. БАТЮК
Б.-Э. БАЯР, к. т. н. (Монголия)
Г. А. БЕЗЧАСТНОВ
Е. И. БОРИСОВ, д. т. н., проф.
П. А. БУТЫРИН, член-корр. РАН,
д. т. н., проф.
И. С. ВАРТАЗАРОВ, к. т. н.
Ю. А. ВИНЯРСКАЯ
(зам. главного редактора)
Ю. В. ВИХРЕВ, к. т. н.
В. И. ГУЩА
В. А. ДЖАНГИРОВ, к. э. н.
Л. М. ЕРЁМИН
В. В. ЖУКОВ, д. т. н., проф.
Ю. И. ЖУКОВ, к. т. н.
Е. Н. ИВАНОВ, к. т. н.
М. КОЛЦУН, к. т. н., проф.
(Словацкая Республика)
В. П. КУЗИЧЕВ
В. М. ЛИПОВСКИХ
Б. К. МАКСИМОВ, д. т. н., проф.
В. М. МОЛОДУК, д. т. н., проф.
В. Г. НИКОЛАЕВ, д. т. н.
И. А. НОВОЖИЛОВ
Э. М. ПЕРМИНОВ, к. т. н.
Н. Д. РОГАЛЁВ, д. т. н., проф.
С. Л. СЛЯДНЕВ
В. И. ТРЕМБОВЛЯ
(зам. главного редактора)
Э. М. ФАРХАДЗАДЕ, д. т. н., проф.
(Азербайджанская Республика)
Э. Н. ШАВРОВ
Н. Г. ШУЛЬГИНОВ, к. т. н.
В. И. ЭДЕЛЬМАН, д. э. н., проф.

Журнал включён
в Перечень ведущих рецензируемых
научных журналов и изданий ВАК

АДРЕС РЕДАКЦИИ:
115280, Москва, ул. Автозаводская, 14
Тел./факс (495) 234-74-21
www.energetik.energy-journals.ru
E-mail: energetick@mail.ru

Редакторы отделов:

Л. А. Кочетова, **Е. В. Ромашко**
Корректор **Л. Н. Никитенко**
Худож.-техн. редактор **Т. Ю. Андреева**

Переписка, копирование материалов, опублико-
ванных в журнале «Энергетик», допускается только
с письменного разрешения редакции.

Дано в набор 20.01.2016. Подписано в печать
5.02.2016. Формат 60×84 $\frac{1}{8}$. Печать офсетная.

Леч. л. 8,00. Заказ ЕН/02-2016. Оригинал-макет
выполнен издательством «Фолиум».
Отпечатано типографией издательства «Фолиум»
27411, Москва, Дмитровское ш., 157

Содержание

В ПОРЯДКЕ ОБСУЖДЕНИЯ. Севернад Ю. К. О концепции проекта Тамань-Керченского транспортного перехода «Россия»	3
Кутовой Г. П. Нужна новая парадигма (или архитектура) экономических отношений в электроэнергетике	8
В. Е. Фортос (к 70-летию со дня рождения)	14
НАДЁЖНОСТЬ ОБОРУДОВАНИЯ. Фархадзаде Э. М., Мурад-алиев А. З., Фарзалиев Ю. З. Автоматизированное формирование рекомендаций для повышения надёжности и экономичности энергоблоков ТЭС	15
Крюков О. В. Прогнозирование технического состояния электрических машин в энергетических установках	18
НАДЁЖНОСТЬ И БЕЗОПАСНОСТЬ ЭЛЕКТРОСЕТЕЙ. Евдокимин Г. А., Шескин Е. Б., Кузнецов Д. В. Программируемые коммутации кабельных линий 330 кВ и выше с шунтирующими реакторами	22
КОНКУРС «НОВАЯ ИДЕЯ». Юриков Я. И. Интеграция распределительного устройства подстанции в присоединённую к ней электрическую сеть	27
ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЭС И АЭС. Зиганшина С. К., Кудинов А. А. Повышение эффективности работы ТЭС за счёт использования теплоты воздуха дымовых труб с вентилируемым каналом	38
Воронов В. Н., Егошина О. В., Яровой В. О., Большакова Н. А., Айе Мин Латт. Использование систем химико-технологического мониторинга для совершенствования водных режимов на современных тепловых электростанциях	41
Кретов М. Г., Лагсберман И. В., Киселёв А. Ю. О возможности повышения эффективности АЭС в условиях потребности в опреснении морской воды	45
Поздравляем юбиляра. Н. А. Манов (к 80-летию со дня рождения)	50

ХРОНИКА. ИНФОРМАЦИЯ

VIII Международная научно-техническая конференция «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций»	51
---	----

В ПОМОЩЬ ПРОЕКТИРОВЩИКУ

Шевченко В. В., Минко А. Н. Оптимизация массогабаритных характеристик газоохладителей турбогенераторов при реконструкции и техническом перевооружении	52
Захидов Р. А., Анарбаев А. И., Мухтаров Ф. Х. Совершенствование разработок в области конденсационных систем испарительного охлаждения с учётом климатических условий Узбекистана	55
К 25-летию ООО «ПОЛИТЕХЭНЕРГО». Научно-техническое обоснование и промышленная реализация в угольной генерации замещения классического пылесжигания на ВИР-процесс	58

Памяти В. П. Зырянова	61
--	----

Abstracts	62
----------------------------	----

За содержание рекламных материалов редакция ответственности не несёт



В. В. Шевченко



А. Н. Минко

Оптимизация массогабаритных характеристик газоохладителей турбогенераторов при реконструкции и техническом перевооружении

ШЕВЧЕНКО В. В., канд. техн. наук
Национальный технический университет «ХПИ»,
Украина, 61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, д. 21
zurbagan@mail.ru
МИНКО А. Н., ГП «Укр НТЦ Энергосталь»
Украина, 61166, г. Харьков, пр. Ленина, д. 9
alexandr.minko@list.ru

Приведены практические рекомендации по выбору геометрических размеров и материалов элементов газоохладителей новых и модернизированных турбогенераторов, находящихся в эксплуатации на блоках ТЭС и АЭС. Актуальность рассматриваемой проблемы определяется общемировой тенденцией перевода турбогенераторов мощностью до 500 МВт с водородного на воздушное охлаждение. Кроме того, модернизация действующих турбогенераторов сопровождается повышением установленной мощности с сохранением, а желательно и снижением, массогабаритных характеристик. Предложена зависимость, позволяющая выбирать конструктивные решения по устройству газоохладителей, геометрию и расположение трубок охлаждения для конкретного турбогенератора. Модель позволяет при выборе геометрии трубок газоохладителей определять скорость движения воды в трубках для обеспечения требуемого теплосъёма, используя рассчитанное значение коэффициента теплопередачи для цилиндрической трубки определённого диаметра с выбранным оребрением.

Ключевые слова: турбогенератор, модернизация, конструкция, газоохладитель, трубка охлаждения.

Вся история турбогенераторостроения связана с повышением единичной мощности турбогенераторов, и, в сущности, с развитием способов его охлаждения (воздух, водород, вода) в зависимости от мощности. Современная тенденция — создание турбогенераторов большой единичной мощности. Это снижает материальные расходы на изготовление и эксплуатацию единицы установленного оборудования и, что самое главное, при этом повышаются экономичность и КПД машины.

В 80-х годах прошлого века данный процесс был приостановлен после изготовления на НПО «Электросила» трёх турбогенераторов (ТГ) мощностью 1200 МВт из-за недостаточной мощности электросетей. Но в настоящее время использование генерирующих устройств большой мощности стало опять актуальным и возможным. Соответственно снова возникла задача совершенствования систем охлаждения.

Также существует проблема эксплуатации изношенного оборудования.

Экономическое положение в стране делает невозможной плановую замену оборудования на тепловых электростанциях, износ которого уже к 2006 г. оценивался практически в 90–100%, [1, 2]. Определяющее влияние на степень износа электрооборудования оказывают эксплуатационные факторы, которые приводят к развитию и накоплению дефектов, к более раннему наступлению предельного состояния и к отказам оборудования, в частности, турбогенераторов (ТГ). При тяжёлых и штатных условиях эксплуатации скорость износа ТГ выше, чем при номинальных условиях. Ухудшает эту ситуацию нестабильность и переменный характер, «пики» и «провалы» в потреблении электроэнергии. Всё это способствует ускорению износа ТГ. Однако отечественная и зарубежная практика показывает, что реальная продолжительность эксплуатации ТГ существенно превышает срок, заявленный производителем. В таких условиях для обеспечения безопасной и эффек-

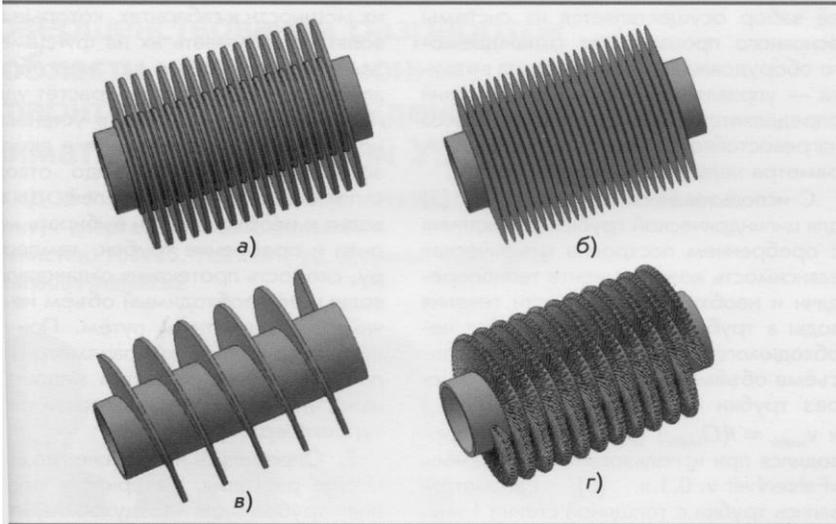
тивной работы необходимо знать фактический уровень надёжности турбогенераторов с учётом воздействия реальных эксплуатационных факторов [3]. Поэтому необходимо искать новые методы, которые позволят продлить срок эксплуатации ТГ путём проведения их реабилитации и использования новых систем диагностики. Таким образом, вопрос сервисного обслуживания по-прежнему включает в себя вопросы проведения модернизации турбогенераторов непосредственно на станциях.

При модернизации ТГ и проектировании новых машин в последние годы в конструкциях используются новые материалы (в основном, изоляционные) и новые технологии изготовления. Эти технологии позволяют организовать более эффективную вентиляцию, снизить рабочие температуры и вибрации.

Новые ТГ должны обладать повышенной манёвренностью, вырабатывать активную и реактивную энергию с возможностью глубокого потребления последней из электросети. Для этого необходимо иметь возможность точно рассчитывать основные и добавочные потери, учитывать распределение температуры по объёму машины. Современные методы расчётных и экспериментальных исследований позволяют получить подробную картину динамики изменения теплового состояния различных узлов машин. В случае, когда необходимо выбрать наилучший из нескольких вариантов конструкции машины, тепловое состояние её узлов часто становится решающим.

Повышение единичной мощности ТГ любого диапазона осуществляется за счёт более интенсивного использования активных материалов с обязательным усилением охлаждения обмоток статора и ротора, внутреннего объёма ТГ. К числу ограничений, которые необходимо соблюдать при проектировании ТГ наряду с максимально допустимыми механическими и электрическими нагрузками, относят и допустимую температуру элементов конструкции, которую обеспечивают как внутренние теплосъёмные среды, так и наружные газоохладители. Они определяют эффективность отвода избыточного тепла из машины и имеют прямую связь с показателями активной мощности ТГ, [3, 7]. Отказ от водородного и переход к воздушному охлаждению, существующее в мировой практике требование обеспечения минимальности удельных массогабаритных показателей (кг/кВт) определили необходимость поиска оптимальной конструкции газоохладителей, обусловленной целым рядом показателей. Это геометрия и расположение в охладителе трубок охлаждения, их количество, материал, тип оребрения и т. п.

Существующие в настоящее время подходы, методики и модели создания и оптимизации газоохладителей, обес-



1. Варианты оребрения трубок охлаждения газоохладителей:

а) — алюминиевая трубка с насаженными на неё «на горячо» алюминиевыми шайбами; б — то же, что а, но с припаянными алюминиевыми остrokонечными кольцами; в — дюралева трубка с припаянным к ней винтовым пояском из того же материала; г — алюминиевая трубка с припаянной спиральной навивкой из медной проволоки

обладающих достаточную теплопроводность, прочность, ремонтпригодность, простоту монтажа, ориентированы на использование наилучшего значения одного определяющего параметра. Данный параметр принимают в качестве базового, а учёт остальных параметров ведётся условно или вообще не проводится [4].

Поэтому целью настоящего исследования представляется разработка практических рекомендаций по выбору оптимальных параметров трубок охлаждения газоохладителей (диаметра, типа оребрения, скорости протекания воды охлаждающей воды внутри трубки, температуры, расходом и скоростью движения охлаждаемого газа, который обтекает трубку охладителя на наружной поверхности.

Для определения оптимального по критерию размерам и массе газоохладителя для ГТ конкретного типа мощности необходимо рассчитать коэффициент теплопередачи, который определяется как геометрией трубок, параметрами теплообмена: температурой, расходом и скоростью движения охлаждающей воды внутри трубки, температурой, расходом и скоростью движения охлаждаемого газа, который обтекает трубку охладителя на наружной поверхности.

Коэффициент теплопередачи для цилиндрической трубки с оребрением может быть записан в следующем виде:

$$\alpha_{int} = \left(\frac{1}{\alpha_{int}} \frac{f_{air}}{f_{water}} + 1/\alpha_{tak} \right)^{-1}, \quad (1)$$

где α_{int} — внутренний коэффициент теплопередачи трубки (или пучка трубок), кВт/(м² · °С); α_{tak} — приведённый коэффициент теплоотдачи трубки (или пучка трубок), кВт/(м² · °С); f_{air} — площадь теплоотдающей поверхности,

омываемой газом, м²; f_{water} — площадь теплоотдающей поверхности, омываемой водой, м².

Использованное в формуле (1) отношение $1/\alpha_{int}$ учитывает тепловые характеристики охлаждающей воды (регулируемый параметр) и гидравлический диаметр русла прохождения потока воды;

отношение f_{air}/f_{water} учитывает отношение площади, омываемой газом, к площади, омываемой водой в процессе теплообмена;

отношение $1/\alpha_{tak}$ учитывает геометрию и теплопроводность материала

оребрения трубок охлаждения, а также тепловые характеристики охлаждаемого газа и, главным образом, конвективный коэффициент теплоотдачи.

В дальнейших расчётах при выборе трубок охлаждения можно не рассматривать тип оребрения, т. е. можно считать коэффициент $1/\alpha_{int} = const$. В расчётах также принято, что в газоохладителях турбогенератора используется воздух, и его параметры соответствуют нормальным условиям эксплуатации.

Для оребрения используют различные материалы и припои, множество способов крепления оребрения на трубку. Но практически всегда выбор определяется технологическими возможностями завода-изготовителя и, в первую очередь, экономическими показателями. На рис. 1 представлены некоторые варианты оребрения трубок, используемых на ГТ завода «Электротрактормаш» (г. Харьков, Украина) [3, 5].

Следует отметить, что в «воздушных» турбогенераторах наиболее часто применяется вариант оребрения, представленный на рис. 1, г, [6, 9]. Материал трубки охлаждения — мельхиоровый сплав, профиль — труба ДКРНМ d×1 МД 10-70-1 (буквой «d» обозначают наружный диаметр трубки, мм). В данном случае внутренний коэффициент теплоотдачи трубки, кВт/(м² · °С), можно рассчитать по формуле [5 – 7]

$$\alpha_{int} = 0,023 Re_{water}^{0,8} Pr_{water}^{0,4} \frac{\lambda_{water}}{d_{int}}, \quad (2)$$

где Re_{water} — число Рейнольдса для потока воды; Pr_{water} — число Прандтля для воды; λ_{water} — коэффициент теплопроводности воды, кВт/(м · °С); d_{int} —

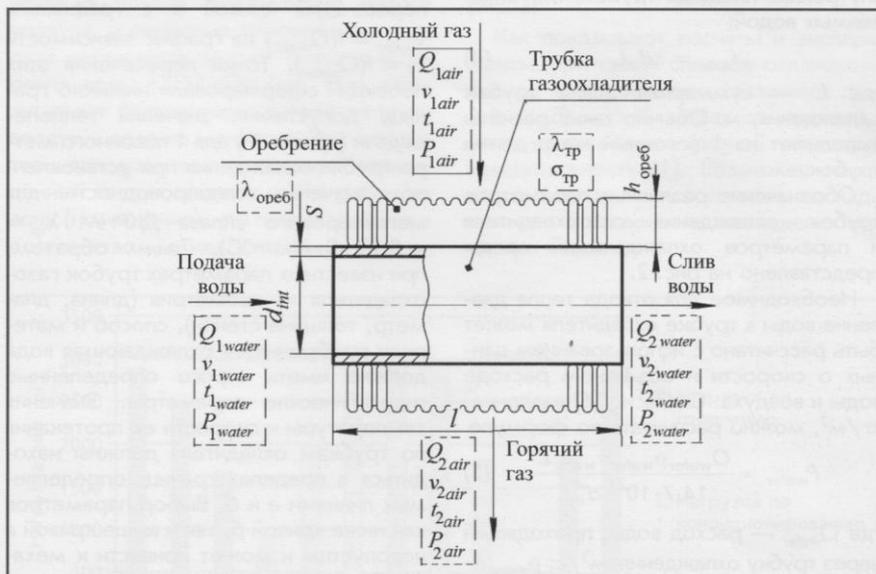


Рис. 2. Геометрические параметры трубки и свойства сред охлаждения:

Q_{water} , v_{water} , t_{water} , P_{water} — расход, скорость, температура и давление воды; Q_{air} , v_{air} , t_{air} , P_{air} — расход, скорость, температура и давление воздуха; λ_{oreb} , λ_{tr} — теплопроводность материала оребрения и стенки трубки; σ_{tr} — предел текучести материала трубки; S — толщина стенки трубки; d_{int} — внутренний диаметр трубки; h_{oreb} — высота оребрения трубки; индекс «1» — параметры до прохождения через трубку охлаждения

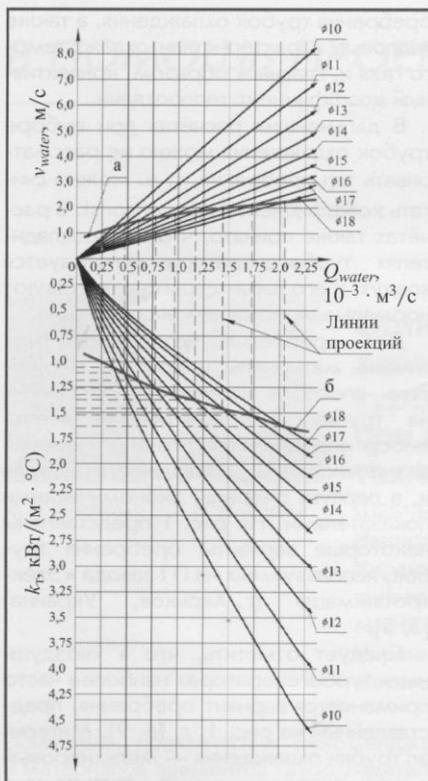


Рис. 3. Графическая зависимость для установления гидравлических параметров охлаждающей воды (коэффициент теплопередачи, скорость прохождения воды и её объём) для выбранных трубок охлаждения в диапазоне принятых размеров воздухоохладителя

внутренний диаметр трубки охлаждения, м.

Наружная площадь трубок, m^2 , омываемых воздухом, равна:

$$f_{air} = \pi d_{out} L, \quad (3)$$

внутренняя площадь трубок, m^2 , омываемых водой:

$$f_{water} = \pi d_{int} L, \quad (4)$$

где L — суммарная длина трубок охлаждения, м. Обычно такие расчёты выполняют на 1 погонный метр длины трубок.

Обозначение различных параметров трубок охлаждения газоохладителя и параметров охлаждающей среды представлено на рис. 2.

Необходимое для отвода тепла давление воды в трубке охладителя может быть рассчитано с использованием данных о скорости и объёмном расходе воды и воздуха. Согласно [6] давление, $кг/м^2$, можно рассчитать по формуле

$$P_{water} \approx \frac{Q_{water} \rho_{water} v_{water} L}{14,7 \cdot 10^2 \cdot d_{int}^4}, \quad (5)$$

где Q_{water} — расход воды, проходящей через трубку охлаждения, $м^3/с$; ρ_{water} — плотность воды на входе в охладитель при t_{water} , $кг/м^3$; v_{water} — коэффициент кинематической вязкости воды на входе в охладитель при t_{water} , $м^2/с$;

В связи с тем, что температура воды — задаваемый параметр, так как

её забор осуществляется из системы основного производства охлаждаемого оборудования, а температура воздуха — управляемый параметр, который определяется в зависимости от класса нагревостойкости изоляции, эти два параметра нельзя произвольно менять.

С использованием формул (1) и (5) для цилиндрической трубки охлаждения с оребрением построена графическая зависимость коэффициента теплопередачи и необходимой скорости течения воды в трубках газоохладителя от необходимого для достаточного теплосъёма объёма воды, прогоняемого через трубку охлаждения, $k_T = f(Q_{water})$ и $v_{water} = f(Q_{water})$ (рис. 3). Расчёт проводился при использовании программы «Fahrenheit v. 0.1.» [8]. Рассматривались трубки с толщиной стенки 1 мм, с изменением толщины с шагом в 1 мм, при изменении наружного диаметра в диапазоне $d_{out} = 12 - 20$ мм.

Для трубок газоохладителя указанных размеров из мельхиорового сплава ДКРНМ, имеющего предел текучести $\sigma_T = 480$ Н/мм², графически получена граница допустимых механических нагрузок $P_{water} = f(Q_{water})$ — график а на рис. 3, т. е. выбор гидравлических параметров трубок газоохладителя возможен только из зоны, расположенной ниже этой границы. При выходе за пределы данной зоны происходит механическое разрушение стенок трубки.

Коэффициент теплопередачи $k_T = f(Q_{water})$ определяет значение допустимого коэффициента теплопередачи материала трубки в зависимости от расхода воды.

Для установления необходимого значения параметров охлаждающей воды следует спроецировать точки пересечения кривой а с графиками $v_{water} = f(Q_{water})$ на график зависимости $k_T = f(Q_{water})$. Точки пересечения этих проекций сформировали нижнюю границу допустимых значений теплопередачи (кривая б) для 1 погонного метра трубки охлаждения при установленном значении теплопроводности: для мельхиорового сплава ДКРНМ $\lambda_{тр} = 0,23$ кВт/(м·°С). Таким образом, при известных параметрах трубок газоохладителя — геометрия (длина, диаметр, толщина стенки), способ и материал оребрения — охлаждающая вода должна иметь строго определённые гидравлические параметры. Значения температуры и скорости её протекания по трубкам охладителя должны находиться в пределах границ, определяемых линиями а и б. Выбор параметров как ниже кривой б, так и выше кривой а недопустим и может привести к механическому разрушению трубок.

Выводы

1. Современные требования к новым или модернизированным турбогенераторам предполагают повышение

их мощности в габаритах, которые позволяют устанавливать их на фундаменты заменяемых машин на энергоблоках электростанций. Поэтому растёт удельное значение мощности в установленном объёме и выделяемое в активной зоне тепло, которое надо отводить с помощью газоохладителей, что приводит к необходимости выбирать материал и оребрение трубок, температуру, скорость протекания охлаждающей воды и её необходимый объём не случайно, а расчётным путём. При случайном сочетании этих параметров теплосъём может оказаться недостаточным, что угрожает безопасной работе турбогенератора.

2. Определить наилучшие геометрические размеры, материал и оребрение трубок для воздухоохладителей можно, используя коэффициент теплопередачи (k_T), скорость движения воды в трубках (v_{water}) и объёмный расход воды (Q_{water}) по предложенному алгоритму. Полученные при этом решения будут допустимыми и по значению механической нагрузки на стенки трубок охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проблема повышения эффективности воздушного охлаждения турбогенераторов / И. А. Кади-Оглы, Т. Н. Карташова, В. Г. Шалаев // Сб. «Электросила» (Санкт-Петербург). 2000. № 39. С. 22 – 26.
2. Григорьев А. В., Осотов В. В. Турбогенераторы. Комплексное обследование для продления срока службы // Новости электротехники. 2007. № 1(43). С. 14 – 18.
3. Шевченко В. В., Минко А. Н. Развитие систем охлаждения и оптимизация конструкций турбогенераторов. — Харьков: Издатель Иванченко И. С., 2013. — 242 с.
4. Минко А. Н., Гордиенко В. Ю. Математическая модель теплообменника для турбогенераторов с воздушной системой охлаждения // Энергетика та електрифікація. 2012. № 11. С. 23 – 25.
5. Минко А. Н. Моделирование теплообменных процессов в трубках охлаждения охладителей для модернизации турбогенераторов: Сб. науч. трудов // XIII Международная науч.-техн. конф., г. Кременчуг, 08 – 09 апреля 2015 г. — Кременчуг: КрНУ, 2015. С. 233 – 234.
6. Справочник по гидравлическим расчётам. Изд. 3-е перераб. / Под ред. В. Д. Журина. — М.: Госэнергоиздат, 1961. — 352 с.
7. Шевченко В. В. Определение критериев оценки состояния турбогенераторов для установления необходимости их замены или реабилитации // Вестник НТУ «ХПИ». 2012. № 61 (967). С. 44 – 50.
8. Свидетельство о регистрации авторского права № 39709 от 16.08.2011. Компьютерная программа «Fahrenheit v. 0.1.» / В. В. Кузьмин, А. Н. Минко, В. В. Шевченко, В. Ю. Гордиенко.