

УДК 621.313.322-82

## ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СТАТОРА ГИДРОГЕНЕРАТОРА

© 2020 г. Д. А. Верховцев<sup>1</sup> \*, С. Л. Гулай<sup>1</sup>, С. А. Красницкая<sup>2</sup>, Н. В. Коровкин<sup>1</sup><sup>1</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия<sup>2</sup>ПАО «Силловые машины», Санкт-Петербург, Россия

\*e-mail: dm.verkhovtsev@gmail.com

Поступила в редакцию 03.12.2019 г.

После доработки 13.01.2020 г.

Принята к публикации 14.01.2020 г.

Представлен численный расчет вентиляционной системы радиального канала сердечника статора гидрогенератора, выполненный на основе метода конечных объемов. Определены параметры оптимального расположения вентиляционных распорок и угла скоса пазового клина для уменьшения степени неравномерности течения воздуха. В качестве критерия оптимизации для достижения равномерного течения воздуха в каналах использован коэффициент однородности. Оценено влияния заглубления распорок от расточки статора, скосов в распорке и пазовом клине на распределение скорости воздуха по ширине зубца. Для оценки эффективности теплообмена выполнены численные совместные расчеты аэродинамической и тепловой задач. Проведено сравнение температур в традиционных и предложенных конструкциях в местах, где, как правило, установлены термопреобразователи сопротивления. Исходные данные для моделирования основываются на опытных данных генераторов схожей конструкции. Показано, что эффективное использование вентиляционной системы радиального канала сердечника статора достигается корректировкой положения распорки в вентиляционном канале и выбором оптимального угла скоса пазового клина. При установке вентиляционных распорок на расстоянии от 0 (вровень с расточкой) до 1 мм от расточки и угле скоса пазового клина 0° достигается наибольшая степень равномерности течения воздуха. Наибольшая степень равномерности течения воздуха в радиальных каналах достигается также при выборе угла скоса пазового клина от 0° до 10° при используемых производителями расстояниях распорок до расточки. В предложенных конструкциях теплообмен протекает интенсивнее; достигается снижение локальных максимумов температуры обмотки статора и сердечника статора на 6–8°С в сравнении с традиционными конструкциями.

*Ключевые слова:* гидрогенератор, сердечник статора, численный расчет вентиляционной системы, метод конечных объемов, моделирование на основе уравнений Рейнольдса, совместная тепловая задача

DOI: 10.31857/S0002331020010124

### ВВЕДЕНИЕ

Производители оборудования сталкиваются с задачей модернизации гидрогенераторов при реконструкции на станциях, по результатам которой, как правило, увеличивается единичная мощность агрегата. В свою очередь, качество модернизации определяется в основном применяемыми технологиями и уровнем инженерных решений.

В процессе преобразования механической энергии в электрическую в гидрогенераторе возникают потери: электрические, магнитные и механические [1, 2]. Основную часть механических потерь составляют так называемые вентиляционные потери, которые представляют собой потери, затрачиваемые на циркуляцию воздуха, и потери на трение воздуха о стенки каналов различных участков вентиляционного тракта. Для крупных гидрогенераторов вентиляционные потери составляют 10–20% от суммарных потерь. Например, для гидрогенератора Саяно-Шушенской ГЭС с номинальной активной мощностью 640 МВт вентиляционные потери составляют 16% от суммарных потерь; для гидрогенератора Рыбинской ГЭС с номинальной активной мощностью 65 МВт – 13%. Данные потери приводят к увеличению температуры активных частей генератора и конструктивных узлов. Повышенные потери снижают коэффициент полезного действия гидрогенератора; нагрев уменьшает срок службы изоляции обмоток статора и ротора, а также может привести к их повреждению. Соответственно, улучшение системы охлаждения, а также детальная проработка основных зон охлаждения, является важной неотъемлемой частью процесса проектирования гидрогенератора.

Исследования, направленные на достижение равномерности потока воздуха в зубцовой зоне сердечника статора, имеют довольно длительную историю. Первые отечественные работы по исследованию действия потока воздуха появляются в 70-е годы. В этот период проводятся визуальные наблюдения в экспериментах на проточных тройниках, а также на статических установках [3]. Помимо этого, зарубежные авторы также проводят эксперименты с радиальным каналом статора, как в аэродинамической трубе, так и на специальных вращающихся макетах [4, 5].

В современной литературе неоднократно упоминается информация о неравномерности потока воздуха в зубцовой зоне сердечника статора, но в то же время недостаточно изучены способы создания равномерного течения воздуха. Наличие неравномерности потока создает неодинаковые условия охлаждения стенок стержня обмотки статора, расположенных вдоль радиальных каналов [6, 7].

Накопленные экспериментальные данные, полученные на макете асинхронизированного генератора-двигателя, на гидрогенераторах Саяно-Шушенской и Волжской ГЭС, подтверждают наличие неравномерности потока воздуха между распорками. Проработка способов по созданию равномерного потока между распорками позволит создать наиболее благоприятные условия охлаждения зубца сердечника и обмотки статора.

Основные цели статьи:

- выбор оптимального расположения вентиляционных распорок и угла скоса клина в зубцовой зоне радиального канала сердечника статора для создания наибольшей степени равномерности потока воздуха;
- изучение влияния заглубления распорок от расточки статора, скосов в распорке и пазовом клине на распределение скорости воздуха по ширине зубца;
- оценка эффективности мер по интенсификации теплообмена обмотки и сердечника статора для предложенной конструкции.

Исследования системы воздушного охлаждения радиального канала сердечника статора выполнены в статье для гидрогенератора Нижегородской ГЭС (рис. 1). Моделирование процессов охлаждения выполнено с использованием численных методов расчета. Краткий обзор вопросов применения численных методов к решению задач вычислительной гидродинамики и теплообмена применительно к электрическим машинам изложен в [8].

Система вентиляции в рассматриваемом генераторе односторонняя. Циркуляция воздуха осуществляется по замкнутому контуру напорными элементами: обод, радиальные каналы сердечника ротора, полюса. Воздух, выходящий из каналов сердечника ротора, поступает в межполюсное пространство, воздушный зазор и камеры лобовых соединений, откуда через каналы статора и каналы в нажимных гребенках на-

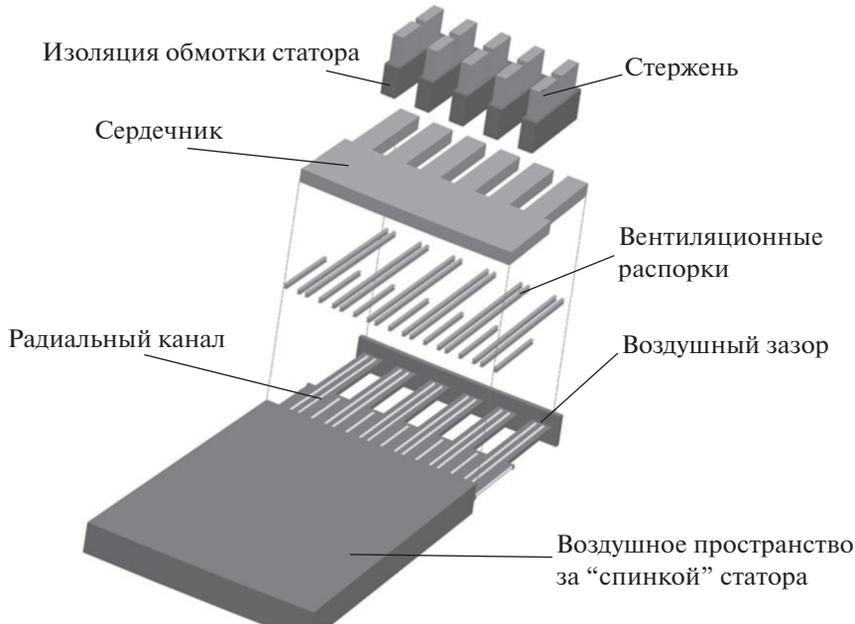


Рис. 1. Сердечник статора.

правляется в воздухоохладители, расположенные вокруг статора генератора. Далее воздух поступает в общую камеру холодного воздуха, из которой через верхние окна между лапами крестовины снова поступает на вход ротора.

### МЕТОД РАСЧЕТА

Основным уравнением в механике жидкости и газа (в рассматриваемой задаче – воздух) является уравнение Навье-Стокса, которое связывает изменение во времени скорости  $u$  с четырьмя компонентами влияния [9]:

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = -(\vec{u} \cdot \nabla) \cdot \vec{u} - \frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \nu \cdot \Delta \vec{u} + \vec{f}.$$

Компоненты правой части уравнения — это дивергенция скорости, изменение давления, вязкостное трение и действие любой другой силы.

Вторым уравнением является уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0,$$

которое для несжимаемого воздуха приобретает вид  $\text{div}(\rho \vec{u}) = 0$ . В расчетах далее использовалось предположение о несжимаемости воздуха, так как при скоростях значительно ниже скорости звука сжимаемость воздуха незначительна.

Движение воздуха в электрической машине носит турбулентный характер. Турбулентность характеризуется колебаниями скорости во всех направлениях и имеет множество степеней свободы. Одним из способов решения данной задачи является при-

**Таблица 1.** Основные теплофизические свойства воздуха, принятые в расчете

Гидрогенератор номинальной мощностью, МВт	Свойства воздуха			Начальные условия $k$ - $\epsilon$ турбулентной модели	
	Температура воздуха, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\mu$ , Па с $\times 10^{-5}$	$k$ , Дж/кг	$\epsilon$ , м <sup>2</sup> /с <sup>3</sup>
72.5	40	1.127	1.93	1	10

менение декомпозиции Рейнольдса, при которой скорость,  $u_i$  представляется как сумма некоторого своего среднего значения  $\bar{u}_i$  и отклонения  $u_i'$ :

$$u_i = \bar{u}_i + u_i'$$

Получаемая при этом система уравнений описывает среднее поле воздуха – так называемые усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса. Используя декомпозицию Рейнольдса для уравнения Навье-Стокса получим уравнение Рейнольдса [10]:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \bar{g}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\sigma}_{ij} - \rho \bar{u}_i' u_j' \right), \quad (1)$$

где  $\bar{\sigma}_{ij}$  – напряжение воздуха [Па];

$-\rho \bar{u}_i' u_j'$  – напряжение Рейнольдса [Па];

$\rho$  – плотность воздуха [кг/м<sup>3</sup>];

$\mu$  – динамическая вязкость [Па с  $10^{-5}$ ].

Для решения (1) применяются различные модели турбулентностей. Широкое применение в практике решения инженерных задач гидродинамики получила  $k$ - $\epsilon$  турбулентная модель, где  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\epsilon$  – рассеяние энергии вследствие турбулентности [11]. Эта модель состоит из двух уравнений переноса (уравнения для кинетической энергии турбулентности и ее диссипации), позволяющих описывать турбулентность в пространстве и времени. Данная модель является полуэмпирической и опирается на феноменологический подход и экспериментальные результаты.

Рассматривается стационарное, изотермическое течение воздуха с постоянной плотностью. При исследовании системы воздушного охлаждения радиального канала сердечника статора моделирование выполнено по уравнениям Рейнольдса на основе многогранной сетки методом конечных объемов в программном комплексе ANSYS Workbench [12]. Напряжения Рейнольдса определяются по  $k$ - $\epsilon$  турбулентной модели. Сеточная модель построена таким образом, чтобы безразмерное расстояние от первого узла сетки до стенки  $y^+$  находился в интервале от 30 до 40, так как данный диапазон хорошо себя зарекомендовал с практической стороны [13, 14]. Основные теплофизические свойства воздуха и параметры модели приведены в табл. 1.

### 1.1 Граничные условия

Принятые при решении граничные условия представлены на рис. 2:

1. На поверхности входа в расчетную область заданы компоненты скорости в цилиндрической системе координат. Тангенциальная составляющая скорости воздуха  $v_T$  определяется через скорость вращения ротора на радиусе входа в расчетную область. Радиальная составляющая скорости  $v_p$  характеризует расход воздуха через расчетную область и определена из расхода воздуха, проходящего через сердечник статора, полученного из расчета методом эквивалентных схем замещения. Аксиальная составляющая скорости  $v_a$  равна нулю.

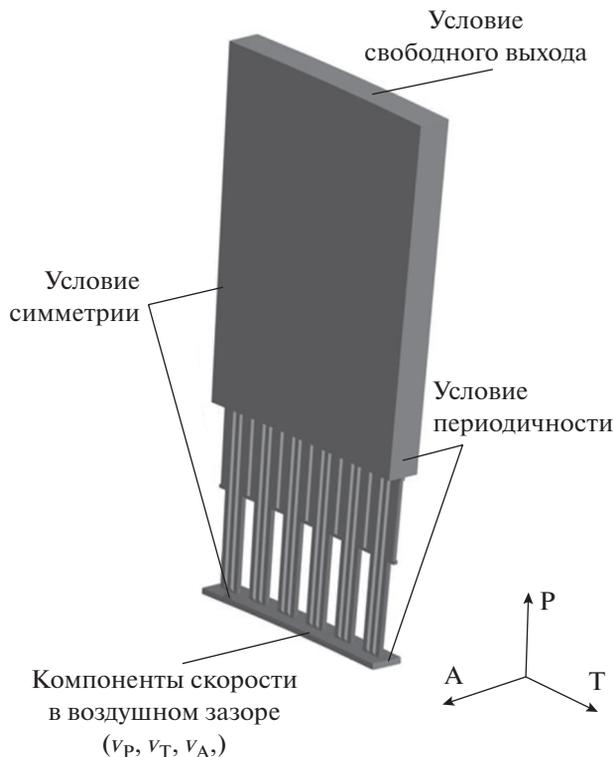


Рис. 2. Граничные условия.

2. Условия периодичности заданы на границах воздушного зазора;
3. На выходе из расчетной области задано условие свободного выхода воздуха;
4. Условия симметрии заданы в аксиальном направлении на поверхностях, находящихся в воздушном зазоре.

### 1.2 Изменяемые параметры

При расчете различных вариантов изменялись геометрические и физические параметры, показанные на рис. 3:

$d_p$  – расстояния от центра сечения распорки до расточки [мм];

$\alpha_p$  – угол скоса распорки [°];

$l_p$  – расстояние между распорками [мм];

$d_k$  – расстояние от клина до расточки [мм];

$\alpha_k$  – угол скоса пазового клина [°];

$v_p$  – радиальная составляющая вектора скорости на входе в расчетную модель [м/с].

Распорки имеют профильное двутавровое сечение. Необходимо отметить, что, как правило, у производителей генераторов используются следующие конфигурации:  $d_{p1} = d_{p2} = 3$  мм;  $\alpha_p = 30^\circ$ ;  $\alpha_k = 0$  или  $20^\circ - 30^\circ$ ;  $d_k = 1$  мм.

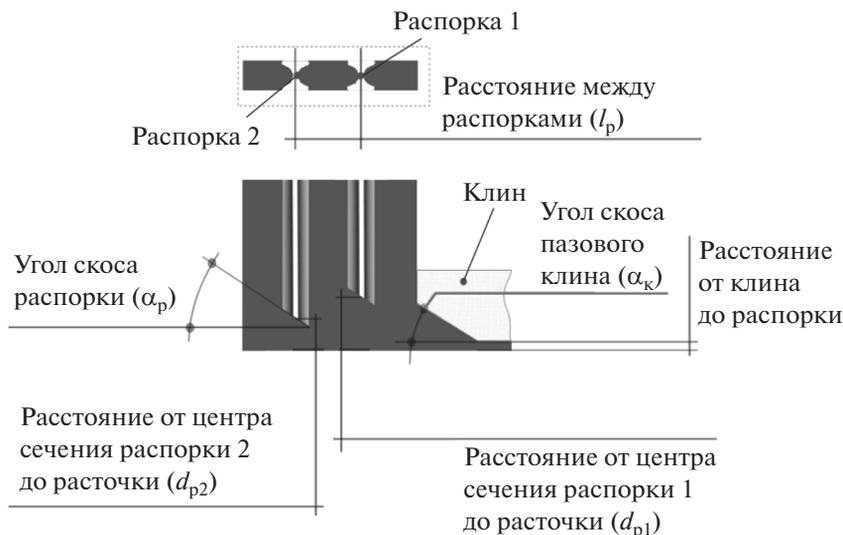


Рис. 3. Изменяемые параметры.

### КРИТЕРИЙ ОПТИМИЗАЦИИ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ РАВНОМЕРНОГО ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА

Для анализа неравномерности скорости в каналах, образованными распорками, используется коэффициент  $K_0$  однородности [15].  $K_0$  характеризует распределение измеряемой величины на поверхности и для полностью равномерно распределенного потока  $K_0 = 1$ . Величина  $K_0$  и значения модуля скорости определены в трех сечениях, находящихся от расточки на расстоянии 0.25; 0.5 и 0.75 высоты паза статора. Величина  $K_0$  определяется по формуле:

$$K_0 = 1 - \frac{1}{6} \sum_{i=1}^3 \left[ \frac{\sum_n |v_{n,i} - \bar{u}| A_{n,i}}{|\bar{u}| \sum_n A_{n,i}} \right],$$

где  $v_{n,i}$  – скорость через площадь конечного элемента на рассматриваемой поверхности в  $i$ -ом сечении [м/с];

$A_{n,i}$  – площадь конечного элемента на рассматриваемой поверхности в  $i$ -ом сечении [м<sup>2</sup>];

$\bar{u}$  – усредненная скорость на рассматриваемой поверхности [м/с].

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

#### 3.1 Распределение коэффициента однородности

Исследования показали, что наибольшая степень равномерности течения воздуха достигается при удалении на одинаковые расстояния положения распорок от расточки ( $d_{p1} = d_{p2} = d_p$ ), чем при изменении каждого расстояния по отдельности. Соответственно, в данной работе рассмотрены только те конструкции, в которых проводилось изменение заглубления распорок на одинаковое расстояние.

Рассмотрим наиболее интересные конфигурации и представим зависимости параметра  $K_0$  от расстояния распорки до расточки  $d_p$ .

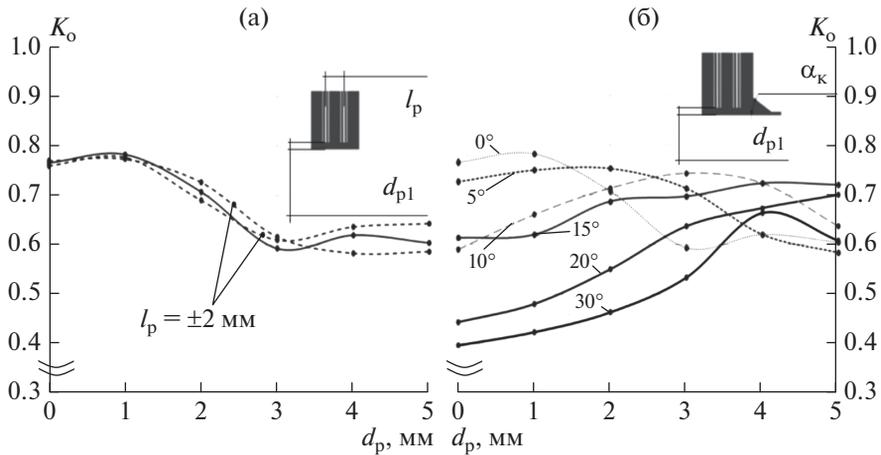


Рис. 4. Распределение коэффициента однородности в зависимости (а) от расстояния между расборками ( $l_p$ ); (б) от изменения угла пазового клина ( $\alpha_k$ ).

Выявлено, что изменение расстояния между расборками в интервале  $\pm 2$  мм (рис. 4а) незначительно сказывается на распределении  $K_o$ . На рисунке 4б показаны зависимости  $K_o$  от изменении угла клина. Практический интерес представляют интервалы изменения угла скоса клина от  $0^\circ$  до  $10^\circ$ , имеющие наибольшую степень равномерности течения воздуха. При этом отметим конфигурации:  $d_p = 0-1$  мм и  $\alpha_k = 0^\circ$ ;  $d_p = 3$  мм и  $\alpha_k = 10^\circ$  с наибольшими значениями  $K_o$ .

На рисунке 5 дана обобщающая картина, полученная в результате изменения различных параметров.

Анализ результатов показывает, что скос в профильном сечении расборки  $\alpha_p$  слабо влияет на распределение скорости по каналам между расборками.

Как можно видеть, при увеличении угла скоса клина происходит смещение и уменьшение по значению максимума кривой зависимости  $K_o$  от расстояния расборки до расточки  $d_p$ .

При значения  $K_o$  ниже 0.60 появляется обратное паразитное течение от спинки сердечника статора к расточке.

Диапазон изменения  $K_o$  в традиционных конструкциях у производителей лежит в интервале 0.48–0.66.

Таким образом увеличение  $K_o$  возможно до значений 0.72–0.78 при уменьшении в используемых у производителях конфигурациях угла скоса клина  $\alpha_p$  или уменьшения расстояния расборки от расточки  $d_p$ . Заштрихованными линиями отображена область с наибольшими значениями  $K_o$ . Данная область характеризуется наибольшей степенью равномерности течения воздуха между расборками и является предпочтительной при проектировании.

### 3.2 Распределения скорости

Для наглядного представления течения воздуха на рис. 6 представлены эпюры распределения скорости следующих конфигураций, рассчитанных по условиям равномерного течения воздуха ( $K_o = 0.78$  при  $d_p = 1$  мм и  $\alpha_k = 0^\circ$ ;  $K_o = 0.74$  при  $d_p = 3$  мм и

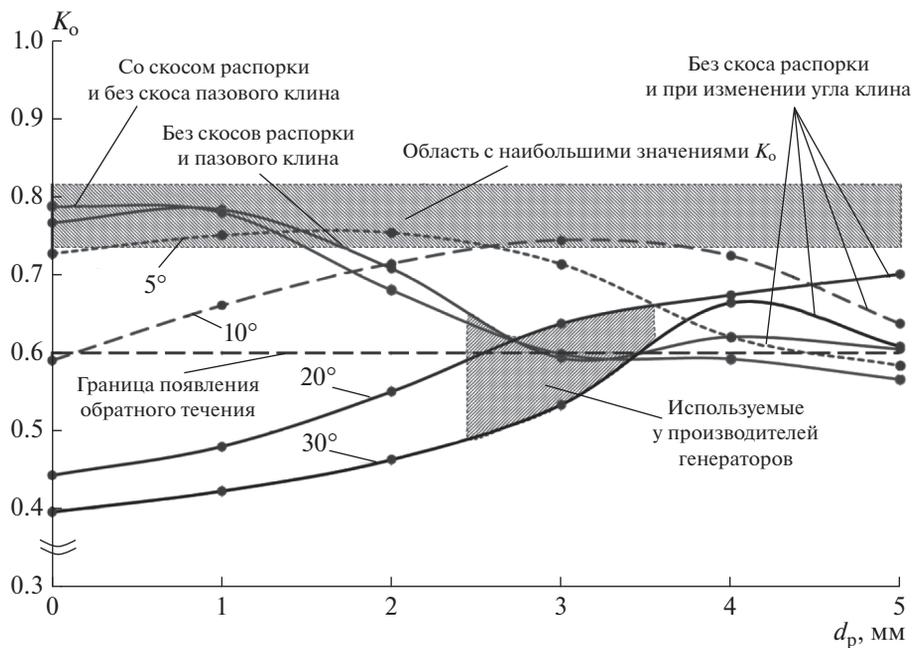


Рис. 5. Распределение коэффициента однородности в различных конфигурациях.

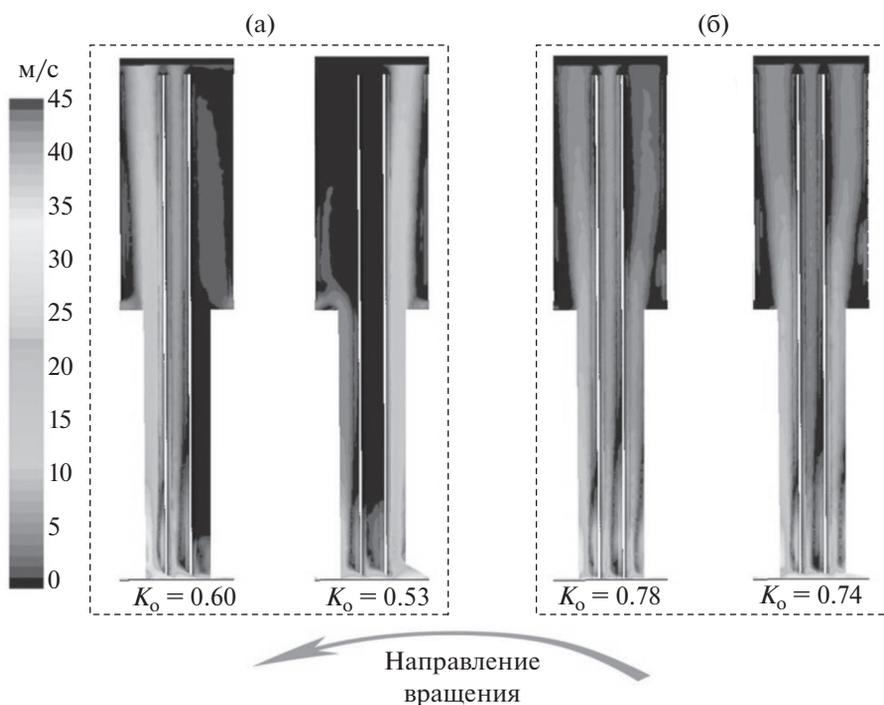


Рис. 6. Эпюры распределения скорости: (а) используемые; (б) предложенные.

**Таблица 2.** Максимальная температура в местах установки ТС

Конструкция	Температура, °С		
	на входе	обмотка статора	сердечник статора
Традиционная $d_p = 3$ мм, $\alpha_k = 30^\circ$	50.0	96.8	80.4
Предложенная $d_p = 3$ мм и $\alpha_k = 10^\circ$		90.5	73.6

$\alpha_k = 10^\circ$ ) и применяемых в машиностроении ( $K_0 = 0.60$  при  $d_p = 3$  мм,  $\alpha_k = 0^\circ$  и  $K_0 = 0.53$  при  $d_p = 3$  мм,  $\alpha_k = 30^\circ$ ).

В используемых у производителей генераторов конфигурациях присутствует однонаправленное течение воздуха либо в третьем ( $K_0 = 0.60$ ), либо в первом канале ( $K_0 = 0.53$ ) при этом возникает обратное течение воздуха от спинки к расточке в разряженном канале. В то же время в выбранных конфигурациях имеется наибольшая степень равномерности течения воздуха и полное отсутствие обратного течения.

### 3.3 Оценка эффективности теплообмена

Для оценки эффективности теплообмена выполнены совместные численные расчеты аэродинамической и тепловой задач. Расчетная модель, показанная на рис. 1, включала: воздух радиального канала; обмотку и изоляцию обмотки статора; сердечник статора и вентиляционные распорки.

Рассматривалась стационарная задача. На поверхности входа в расчетную область помимо компонент скорости задавалась температура воздуха  $50^\circ\text{C}$ ; на выходе – условие выравнивания давления воздуха с окружающим. В качестве источников тепловыделения задавались объемные плотности тепловых потоков, рассчитанные для номинального режима нагрузки. Объемные плотности тепловых потоков задавались в трех областях сердечника статора различными по величине.

Первая область захватывает часть зубца и имеет внутренний радиус, равный радиусу расточки, а внешний равный сумме внутреннего радиуса и прибавленного к нему 5 мм слоя. В этой области заданы объемные плотности тепловых потоков от добавочных потерь на кромке зубца.

Вторая область расположена между внешним радиусом первой области и дном паза. В этой области заданы объемные плотности тепловых потоков от потерь в зубце.

Третья область захватывают все ядро статора. В этой области заданы объемные плотности тепловых потоков от потерь в ядре.

Сердечник статора и стержни в пазу анизотропны по теплопроводности (сердечник набран из листов активной стали; стержни состоят из элементарных проводников). Потери в обмотке статора заданы неодинаковыми в стержнях. Начальная температура для воздуха и всех твердых тел принята  $50^\circ\text{C}$ . В алгоритме использовалась дискретизация  $\sim 3 \times 10^6$  элементов, для сходимости потребовалось 1000 итераций.

По результатам расчетов в табл. 2 представлена максимальная температура в местах, где, как правило, установлены термопреобразователи сопротивления (ТС). Для измерения температуры обмотки статора ТС устанавливаются между стержнями, для сердечника статора – на дне паза.

На рисунке 7 показано распределение температуры и скорости, используемой и предложенной конструкций.

Как видно из данных, представленных в табл. 2 и на рис. 7, в предложенной конструкции наблюдается снижение температуры. В местах установки ТС температура сердечника статора уменьшилась на  $6.8^\circ\text{C}$ ; обмотки статора –  $6.3^\circ\text{C}$  в сравнении с традиционной конструкцией.

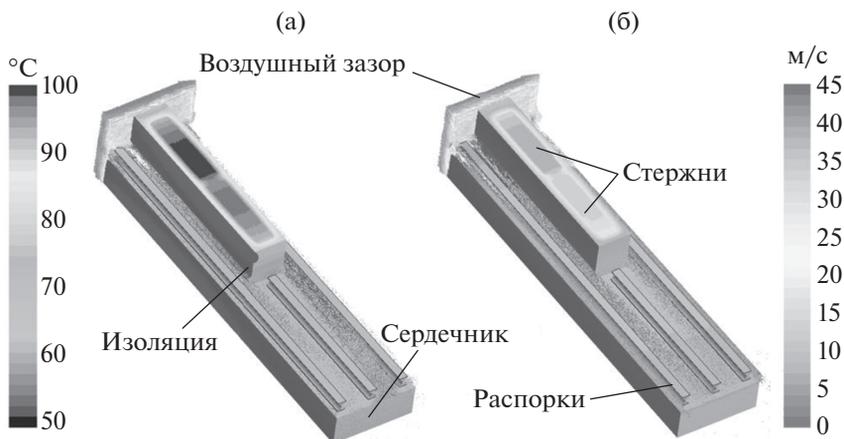


Рис. 7. Распределения температуры и скорости: (а) используемые; (б) предложенные.

## ВЫВОДЫ

1. Предложен метод численного моделирования аэродинамических и температурных полей, который на стадии проектирования учитывает реальную конструкцию гидрогенератора и позволяет получить детальные картины распределения скорости воздуха и температуры активных и конструктивных узлов гидрогенератора в расчетной области. Достоверность полученных результатов подтверждается большим объемом экспериментального материала как в лабораторных исследованиях физических моделей, так и на действующих гидрогенераторах схожей конструкции.

2. Результаты исследования показали, что эффективное использование вентиляционной системы радиального канала сердечника статора достигается корректировкой положения распорки в вентиляционном канале и выбором оптимального угла скоса пазового клина. При установке вентиляционных распорок на расстоянии от 0 до 1 мм от расточки и угле скоса пазового клина  $0^\circ$ , а также при выборе угла скоса пазового клина от  $0^\circ$  до  $10^\circ$  при расстоянии от распорок до расточки, используемом производителем, достигается наибольшая степень равномерности течения воздуха в радиальных каналах. Необходимо отметить, что скос на профильном сечении распорки не оказывает существенного влияния на распределение скорости по каналам между распорками.

3. По сравнению с традиционными конструкциями, в предложенных вариантах в местах установки термопреобразователей сопротивления, температура сердечника статора уменьшилась на  $6.8^\circ\text{C}$ ; обмотки статора — на  $6.3^\circ\text{C}$ . Помимо этого достигнуто снижение локальных максимумов температуры обмотки статора и сердечника статора на  $6\text{--}8^\circ\text{C}$ , что дополнительно увеличило тепловой запас до предельно допустимой температуры активных и конструктивных частей гидрогенератора и позволило повысить надежность эксплуатации генерирующего оборудования на электростанциях. В свою очередь, эффективные конструктивные разработки в области интенсификации охлаждения повысят конкурентную способность продукции.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Traxler-Samek G., Zickermann R. and Schwery A. Cooling airflow, losses, and temperatures in large air-cooled synchronous machines // IEEE Trans. Ind. Electron., vol. 57, no. 1, pp. 172–180, Jan. 2010.
2. Korovkin N., Greshnyakov G. and Dubitsky S. Multiphysics approach to the boundary problems of power engineering and their application to the analysis of load-carrying capacity of power cable line //

- 9-th International: 2014 Electric Power Quality and Supply Reliability Conference, PQ 2014 – Proceedings 6866837, pp. 341–346.
3. Альпер Т.И., Сергеевская Т.Г. Охлаждение гидрогенераторов // М.: “Энергия”, 1969.
  4. Gunabushanam N., Venkata Suresh J. Experimental and CFD analysis of hydrogenerator ventilation components // A1-102, CIGRE, 2006.
  5. Jamshidi H., Nilsson H. and Chernoray V. CFD-based Design and Analysis of the Ventilation of an Electric Generator Model, Validated with Experiments // International Journal of Fluid Machinery and Systems, 8(2), 113–123, 2015.
  6. Hribernik A., Fike M. Investigating the malfunction of a hydrogenerator’s cooling-system // 15th International Research Expert Conference “Trends in the Development of Machinery and Associated Technology”. Prague, Czech Republic, TMT 2011.
  7. Schrittwieser M., Marn A., Farnleitner E., and Kastner G. Numerical Analysis of Heat Transfer and Flow of Stator Duct Models // IEEE Trans. on Industry Applications, Vol. 50, No. 1, January/February 2014.
  8. Vogt B. and Lahres S. Calculation of cooling and ventilation of large hydro generators with advanced 3d numerical methods // Hydro, At Innsbruck, 2013.
  9. John D. Anderson, Jr. Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications // McGRAW- HILL, 1995.
  10. Sumer B.M. Lecture notes on turbulence // Technical University of Denmark, 2007, available at: [http://www.external.mek.dtu.dk/personal/bms/turb\\_book\\_update\\_30\\_6\\_04.pdf](http://www.external.mek.dtu.dk/personal/bms/turb_book_update_30_6_04.pdf).
  11. Launder B. and Spalding D. Mathematical Models of Turbulence // London. U.K.: Academic, 1972.
  12. ANSYS CFX. Solver Modeling Guide, ANSYS Inc., Canonsburg, PA, USA, 2011, Release 14.0.
  13. Mas G., Costanza J. Optimization of the ventilation system of a hydrogenerator through laboratory measurements and CFD simulations // A1-103, CIGRE, 2014.
  14. Hettegger M., Streibl B., Bíró O., and Neudorfer H. Measurements and Simulations of the Convective Heat Transfer Coefficients on the End Windings of an Electrical Machine // IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 59, No. 5, May 2012.
  15. Weljens H., Bressler H., Terres F., Neumaier H. Optimization of Catalytic Converter Gas Flow Distribution by CFD Prediction // SAE Technical Paper 930780, 1993.

### Optimization of Hydrogenerator Stator Core Cooling System

D. A. Verkhovtsev<sup>a, \*</sup>, S. L. Gulay<sup>a</sup>, S. A. Krasnickaya<sup>b</sup>, and N. V. Korovkin<sup>a</sup>

<sup>a</sup>*Institute of Energy Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia*

<sup>b</sup>*PJSC “Power machines”, Saint Petersburg, Russia*

\*e-mail: [dm.verkhovtsev@gmail.com](mailto:dm.verkhovtsev@gmail.com)

This work describes the analysis of the air flow in the stator ducts of a hydro generator by means computational flow dynamics. The parameters of the optimal arrangement of ventilation spacers and the angle of skew of the slot wedges were determined to create the most uniform air flow. The uniformity index was chosen as a criterion for optimization to achieve the uniform air flow in the ducts. The effect of deepening of the radial ventilation spacers, the angles of skew of the slot wedges and spacers were estimated on the air distribution at the canals between spacers. Numerical simulations of the conjugate heat transfer were performed to evaluate the heat-exchange efficiency. A comparison of the temperature in the applied and proposed options was done in the places where, as a rule, RTD are installed. The initial data for simulation are based on the experimental data of generators of a similar design. It is shown that the effective use of the ventilation system of the stator core radial duct is achieved by adjusting the position of the spacers in the ventilation duct and choosing the optimal angle of skew of the slot wedge. The highest degree of uniformity of the air flow is achieved when installing ventilation spacers at the distance of 0 (level with boring) to 1 mm from the bore and the angle of skew of the slot wedge of 0°. The highest degree of uniformity of the air flow in the radial ducts is also achieved when the angle of skew of the slot wedge is selected from 0° to 10° with the manufacturers using the distance of the spacers to the bore. In the proposed options, heat transfer is more intense; there is reducing the hot spots of stator winding and the stator core temperature by 6°–8° C in comparison with the conventional design.

**Keywords:** hydro generator, stator core, ventilation system, CFD, FVM, RANS simulation, CHT