

углублений глубиной  $h/D = 0,30$  и сферических глубиной  $h/D = 0,20$ .

4. Для более глубокого понимания вихревой структуры потока в углублениях различной формы и объяснения характера поведения гидравлического сопротивления необходимы дополнительные исследования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центро-

бежных массовых сил. Т. 5: Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. — Киев, 2005. — 500 с.

2. Кубанский П.Н. Поведение резонансной системы в потоке // Журнал технической физики. — 1957. — Т. 27, № 1. — С. 180 — 188.

Получено 23.02.2009 г.

УДК 532.542:536.252/255:621.314.212

КРУКОВСКИЙ П.Г.<sup>1</sup>, ЯЦЕВСКИЙ В.А.<sup>1</sup>,  
КОНТОРОВИЧ Л.Н.<sup>2</sup>, ИВАНКОВ В.Ф.<sup>2</sup>, ЮРЧЕНКО Д.Д.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины

<sup>2</sup>ОАО «Запорожтрансформатор»

# CFD — МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В КАТУШЕЧНЫХ ОБМОТКАХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ ОХЛАЖДАЮЩЕГО МАСЛА

Проведено аналіз і порівняння локальних та середніх коефіцієнтів тепловіддачі у вертикальних і горизонтальних охолоджувальних каналах котушкових обмоток силових трансформаторів в умовах вільної конвекції трансформаторного масла. Результати отримано за допомогою розроблених CFD — моделей у спряженій постановці. Верифікацію моделі здійснено за експериментальними даними.

Проведён анализ и сравнение локальных и средних коэффициентов теплоотдачи в вертикальных и горизонтальных каналах охлаждения катушечных обмоток силовых трансформаторов в условиях естественной конвекции трансформаторного масла. Результаты получены с помощью разработанных CFD — моделей в сопряжённой постановке. Верификация модели проведена по экспериментальным данным.

Analysis and comparison of the local and average heat transfer coefficients in vertical and horizontal channels for the cooling of bobbin windings of power transformers under conditions of natural convection of the transformer oil have been carried out. Results have been obtained with the help of developed CFD - models in conjugate statement. The model has been verified by experimental data.

$A_{св}$  — коэффициент эмпирической зависимости;  
 $b$  — радиальная ширина обмотки;  
 $b_{вн}$  — ширина внутреннего охлаждающего канала;  
 $b_{н}$  — ширина наружного охлаждающего канала;  
 $C_p$  — теплоёмкость;  
 $D$  — диаметр;  
 $d_r$  — гидравлический диаметр;  
 $g$  — ускорение свободного падения;  
 $H$  — высота обмотки;  
 $h$  — высота горизонтального межкатушечного канала;

$L_k$  — расстояние от нижнего торца обмотки до верхнего торца расчётной катушки (или витка цилиндрической обмотки);  
 $P$  — статическое давление;  
 $\Delta P$  — перепад давления;  
 $q$  — плотность теплового потока;  
 $q_v$  — объёмное тепловыделение;  
 $Pr$  — число Прандтля;  
 $r, z, \varphi$  — координаты цилиндрической системы координат;

$Ra$  – число Рэлея;  
 $T$  – температура;  
 $V_r, V_z$  – компоненты скорости;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  
 $\beta$  – коэффициент термического расширения масла;  
 $\vartheta_{пов}$  – превышение температуры поверхности катушки над температурой масла в вертикальном канале на уровне расчётной катушки;  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  
 $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;  
 $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\tau$  – время;  
 CFD – Computational Fluid Dynamic;  
 ONAN – естественная система охлаждения М (Oil natural air natural);

ННТ – наиболее нагретая точка;  
 ЭТЦ – метод эквивалентных тепловых цепей;  
 СО – система охлаждения.

**Индексы нижние:**

$c$  – проводник;  
 $i$  – изоляция;  
 $r$  – ось  $r$ ;  
 $z$  – ось  $z$ ;  
 $v$  – вынужденная конвекция;  
 $вн$  – внутренний;  
 $н$  – наружный;  
 $св$  – свободная конвекция;  
 $м$  – масло;  
 $с$  – стенка;  
 $ср$  – средний.

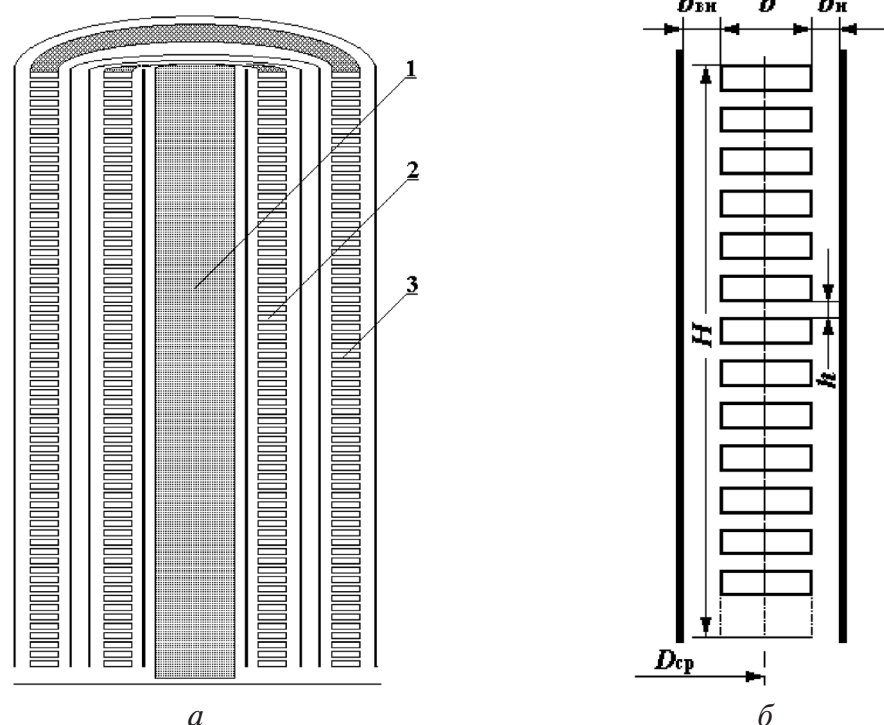
### **Введение**

Дальнейший прогресс в области разработки новых моделей и конструкций силовых масляных трансформаторов и шунтирующих реакторов для обеспечения надёжной эксплуатации на протяжении 20–30 лет требует совершенствования различных систем их внутреннего и внешнего (наружного) охлаждения [1–7]. При современном тепловом расчёте силовых трансформаторов должны определяться локальные, средние и максимальные температуры обмоток и температура масла в каналах обмоток, а также превышения температур обмоток над температурой масла с учётом переменных теплофизических свойств охлаждающей среды и зависимости потерь в катушках обмоток от температуры. Тепловые процессы в силовых трансформаторах необходимо учитывать при оптимальном проектировании и разработке новых типов трансформаторов, и они являются всё ещё недостаточно изученными в трансформаторостроении. Уровень температуры определяет скорость деструкции и старения изоляции, срок службы трансформатора, надёжность его эксплуатации и вероятность возникновения аварийных ситуаций. Если электромагнитные расчёты могут быть выполнены с относительной погрешностью в несколько процентов, то при расчёте температурного поля обмоток трансформаторов в различных режимах

работы погрешность может составлять в некоторых случаях десятки процентов [2, 5].

Исходными данными к тепловому расчёту, кроме геометрических параметров и токовых нагрузок, используемых и в электродинамическом расчёте, являются также температура охлаждающей среды, данные по тепловым нагрузкам, а для каждого центра ещё и размеры вертикальных каналов, толщина изоляционных цилиндров, коэффициенты теплопроводности цилиндров и параметры внешней системы охлаждения для каждого вида нагрузки (рис. 1).

Ранее для теплового расчёта силовых трансформаторов и шунтирующих реакторов широко использовался метод эквивалентных тепловых цепей (ЭТЦ) [8–10]. С его помощью путём замены сложных многомерных областей в сплошных средах тепловыми цепями с сосредоточенными тепловыми проводимостями и тепловыми ёмкостями, описываемыми системами обыкновенных дифференциальных или алгебраических (для стационарных задач) уравнений, удаётся существенно упростить и ускорить решение сложных задач. На сегодняшний день эти расчёты уже не удовлетворяют современным требованиям к точности и полноте определения температурного поля, особенно местоположения и значения величины максимальной температуры обмотки в наиболее нагретой точке (ННТ).



**Рис. 1.** Схемы одной из фаз двухобмоточного трансформатора (а) и фрагмента рассматриваемой катушечной (дисковой) обмотки (б): 1 — стержень магнитной системы; 2 — обмотка низшего напряжения; 3 — обмотка высшего напряжения.

В последние годы очень интенсивно развиваются CFD (Computational Fluid Dynamic) — модели, опирающиеся на современные компьютерные технологии, новейшие математические модели процессов тепломассопереноса, а также достаточно широко апробированные за последние десятилетия эффективные, гибкие (настраиваемые) и высокоточные численные алгоритмы. Эти подходы и модели, основанные на численном интегрировании полной системы уравнений Навье—Стокса и сохранения энергии, позволяют рассчитывать и прогнозировать поля температур, давлений и скоростей газов (жидкостей) в каждой точке пространства и времени рассматриваемой области, а также поля температур в твердотельных элементах оборудования и конструкций, которые анализируются.

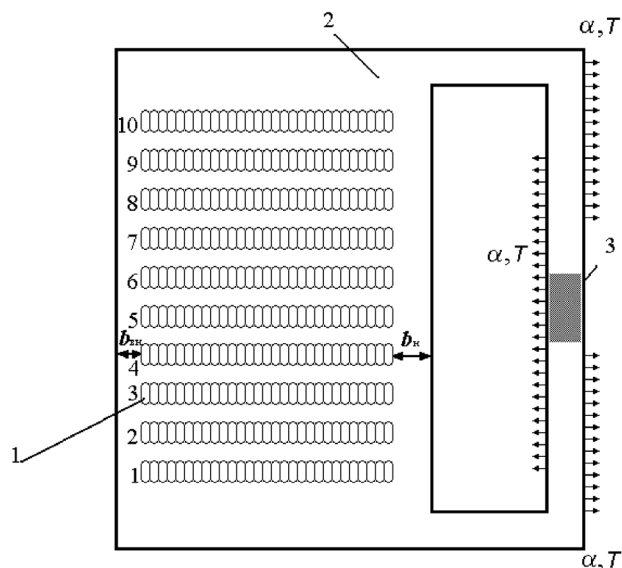
Практическую реализацию каждого из рассматриваемых этапов использования CFD—технологии необходимо произвести наиболее оптимальным для рассматриваемого класса задач образом. А именно:

- ◆ на этапе построения цифровой геометрической модели необходимо определить, какие реальные особенности деталей и компонентов оборудования, а также с какой степенью их детализации необходимо отразить (описать) в компьютерной модели;

- ◆ на этапе построения расчётной сетки необходимо создать качественную сетку с минимальным, но достаточным количеством расчётных ячеек для отображения всех существенных реальных процессов переноса и её настройкой (сгущением ячеек) на особенности тепломассопереноса в локальных областях;

- ◆ на этапе выбора шаблона разностной схемы, эквивалентной системе дифференциальных уравнений в частных производных, необходимо определиться с порядком аппроксимации разностных уравнений и их отдельных (конвективных, диффузионных, источниковых) членов;

- ◆ на этапе выбора коэффициентов, определяющих порядок и ход решения разностных уравнений, определяются оптимальные коэффициенты релаксации и динамика их изменения в



**Рис. 2. Геометрическая модель фрагмента трансформатора с внешним контуром охлаждения: 1 — катушки; 2 — масло в баке; 3 — внешний контур охлаждения.**

процессе решения, а также другие аналогичные параметры.

Ошибки, допущенные на каждом из перечисленных выше этапов, могут привести не только к количественно неточным, но и к качественно неверным результатам. Поэтому в качестве интегральной проверки правильности построенной CFD — модели дополнительно необходимо также разработать определённую процедуру её верификации.

Ранее авторами был изложен общий методический подход к CFD — моделированию таких сложных многокомпонентных технических систем, как силовые масляные трансформаторы [6], а в этой работе будет произведено сравнение некоторых результатов CFD — моделирования с доступными экспериментальными данными и их обобщениями [11–13].

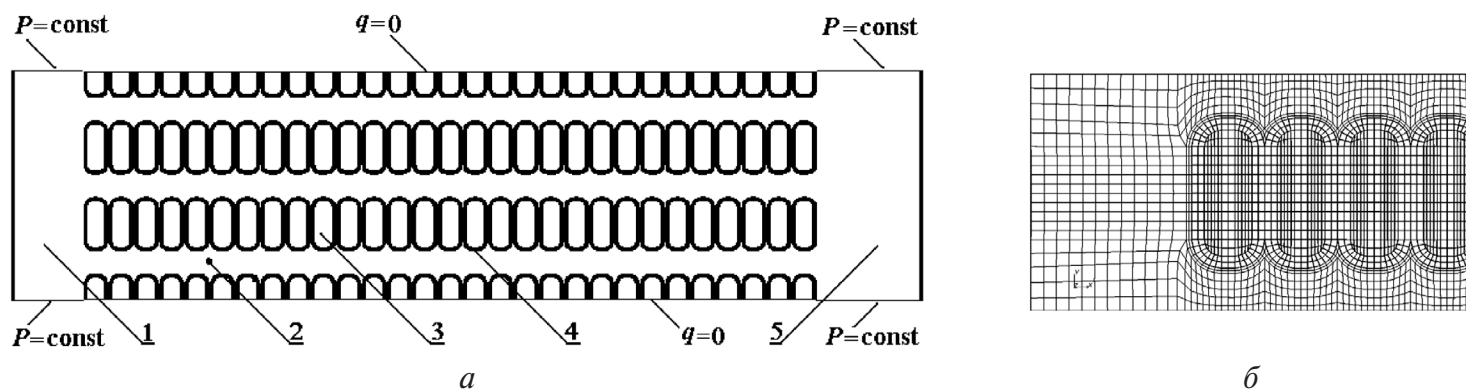
Целью работы является проведение верификации разработанных компьютерных CFD — моделей теплового состояния группы катушек обмотки силового масляного трансформатора (в сопряжённой постановке) с естественной системой охлаждения М (ONAN) путём сравнения локальных и средних коэффициентов теплоотдачи в вертикальных и горизонтальных каналах и

средних перепадов температур с известными в научно-технической литературе.

### Физическая модель

Исследовалась модель, представляющая собой фрагмент обмотки трансформатора, состоящая из 10 катушек, помещённых в бак, который имеет внешний контур наружного охлаждения (рис. 2).

На внешней поверхности системы охлаждения (внешнего контура) заданы условия конвективного теплообмена с внешней средой 3-го рода (коэффициент теплоотдачи и температура внешней среды). Каждая катушка состоит из 29 витков (рис. 3). Физические характеристики трансформаторного масла зависят от температуры, согласно данным работы [4]. Геометрическая модель фрагмента трансформатора представляет собой осесимметричный сегмент цилиндра с соответствующими внутренним и внешним диаметрами, внутренним (шириной  $b_{вн} = 8$  мм) и наружным ( $b_{н} = 11,5$  мм) вертикальными охлаждающими каналами. Высота горизонтальных охлаждающих каналов составляла  $h = 3,6$  мм (рис. 3, а). Наличие взаимосвязанной системы вертикальных и межкатушечных горизонтальных каналов существенно усложняет исследование явлений течения и теплообмена в силовых трансформаторах. Процессы переноса в маслonaполненных силовых трансформаторах достаточно специфические и очень существенно влияют на тепловой режим обмоток и остальных элементов активной части [4, 5]. Две соседние катушки, которые образуют стенки горизонтального радиального межкатушечного канала, имеют незначительный перепад температуры, составляющий десятые доли градуса. Длина такого канала равняется радиальному размеру катушки (рис. 3, а). Площадь проходного сечения и смоченный периметр зависят от высоты этого горизонтального канала и расстояния между соседними дистанцирующими прокладками по окружности обмотки. Средняя скорость движения масла в горизонтальных каналах крайне незначительна и при свободной конвекции составляет  $(0,1...1)10^{-3}$  м/с. Такие каналы имеют специфическую геометрию — конфузор или диффузор в зависимости от направления течения масла по отношению к оси симмет-



**Рис. 3. Фрагменты компьютерной модели обмотки (а) и расчётной сетки (б). 1 — внутренний вертикальный канал; 2 — межкатушечный горизонтальный канал; 3 — провод; 4 — изоляция провода; 5 — внешний вертикальный канал.**

рии. Они образованы меньшей стороной прямоугольного канала — торцевой поверхностью прокладок и большей стороной прямоугольного канала — поверхностью проводников со специфической регулярной шероховатостью, образованной горизонтальной поверхностью катушки (обмоточным изолированным проводом).

Для развитого ламинарного течения коэффициент теплоотдачи в прямоугольном канале зависит от соотношения сторон поперечного сечения канала, изменяющегося в нашем случае по ходу течения масла, поэтому только гидравлический диаметр не может однозначно определять коэффициент теплоотдачи, т.е. целесообразность использования классических (или модифицированных) эмпирических соотношений для круглых труб и прямоугольных каналов является дискуссионной [12]. В подавляющем большинстве граничные условия теплоотдачи в каналах силовых трансформаторов неоднородные, т.е.  $q(x, y, z) \neq \text{const}$  и  $T(x, y, z) \neq \text{const}$  [4, 5, 7], и поэтому при теоретическом исследовании необходимо решать задачи теплообмена в сопряжённой постановке с обязательным одновременным рассмотрением процессов тепломассопереноса в движущемся трансформаторном масле.

В литературе предлагались различные схемы и идеализированные физические модели движения масла при охлаждении дисковых (катушечных) обмоток [5]. Одна из них основана на предположении о том, что движение масла в радиальных (горизонтальных) межкатушечных каналах наблюдается только на сравнительно не-

больших участках, непосредственно примыкающим к вертикальным каналам. В центральной же части горизонтального канала образуются застойные зоны, которые существенно ухудшают теплообмен. Такая картина гидродинамических процессов действительно наблюдается в экспериментах в обмотках с естественной циркуляцией масла при строго горизонтальном расположении катушек и при условии симметричного охлаждения со стороны внутреннего и наружного вертикальных каналов. Но при наличии горизонтальных каналов, связанных с вертикальными каналами достаточной протяжённости, в реальности очень часто возникают и сквозные поперечные потоки масла. Направление движения масла к (или от) внутреннему вертикальному каналу зависит от многих конструктивных и режимных факторов. При несимметричном охлаждении, то есть, если масло на внутренней и наружной вертикальных поверхностях обмоток имеет различную температуру, в горизонтальном канале возникает продольный градиент давления, который обуславливает устойчивое движение масла по каналу в определённом направлении. Некоторые другие факторы, которые вызывают поперечное движение масла, можно отнести к технологическим вариациям исполнения: отклонение плоскости катушки от горизонтали, неодинаковая ширина вертикальных каналов в аксиальном направлении, дополнительное нагревание одного из вертикальных каналов. Эти факторы являются менее важными и могут быть учтены при специальном дополнительном исследовании.

### Математическая модель

Двумерная сопряжённая задача теплообмена группы катушек рассматриваемой обмотки с маслом при естественной конвекции решалась в осесимметричной постановке, т. е. предполагалось, что в направлении угла  $\varphi$  цилиндрической системы координат  $(r, z, \varphi)$  зависимые переменные (поля температур, скоростей, давлений) не изменяются. Таким образом, в осесимметричной постановке такие специфические особенности обмоток реальных трансформаторов, как наличие дистанцирующих прокладок и прошивающих их реек, строго и корректно учесть невозможно. В рассматриваемом случае фрагмент трансформатора описывается системой уравнений Навье—Стокса для вязкой несжимаемой жидкости, в которую входят уравнения сохранения массы, движения и энергии. Система уравнений Навье—Стокса для осесимметричного течения в цилиндрических координатах состоит из уравнений динамики жидкости (количества движения)

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial V_r}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \\ + \mu \left( \frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} \right); \\ \rho \left( \frac{\partial V_z}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) &= \rho g - \frac{\partial P}{\partial z} + \\ + \mu \left( \frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right); \end{aligned} \quad (1)$$

уравнения неразрывности

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho r V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho r V_z)}{\partial z} = 0; \quad (2)$$

уравнение сохранения энергии в масле

$$\begin{aligned} \rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= \\ \rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) &=; \end{aligned} \quad (3)$$

уравнения теплопроводности в проводниковой части обмотки

$$\begin{aligned} \rho_c C_{pc} \frac{\partial T}{\partial \tau} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_c r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_c \frac{\partial T}{\partial z} \right) &+ q_v(r, z); \end{aligned} \quad (4)$$

и уравнения теплопроводности в твёрдой изоляции

$$\rho_i C_{pi} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_i r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_i \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (5)$$

### Граничные условия

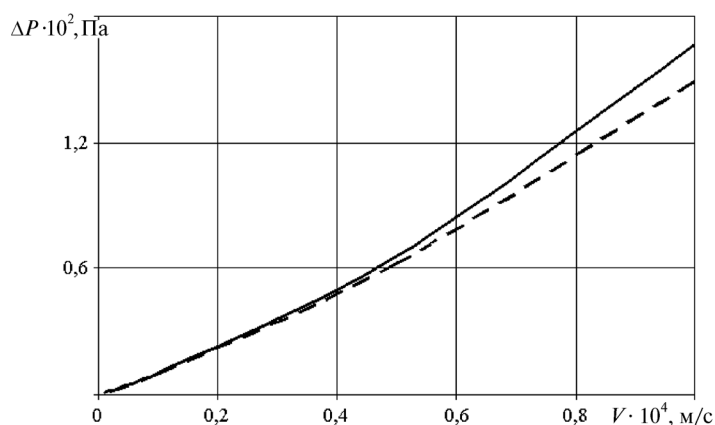
В области проводниковых и изоляционных материалов компоненты скорости  $V_r, V_z$  равны нулю. Тепловыделение в проводах отдельной катушки составляло 33 Вт на катушку. На всех твёрдых поверхностях, контактирующих с маслом, заданы условия прилипания, т.е. равенство нулю скорости.

На внешней поверхности системы охлаждения (внешнего контура, рис. 2) заданы условия конвективного теплообмена с внешней средой (коэффициент теплоотдачи и температура внешней среды). На поверхности бака трансформатора заданы условия отсутствия теплообмена. Система уравнений (1–5) решалась с помощью неявного конечно-объёмного метода. Как видно из уравнений (1–5), в результате зависимости динамического коэффициента вязкости  $\mu$  и плотности  $\rho$  от температуры  $T$ , поля скорости и температуры оказываются взаимно связанными.

При построении компьютерной модели производилось сгущение сетки вблизи твёрдых поверхностей (стенок) в зонах наибольших градиентов зависимых переменных. Расчётная сетка состояла из 160 тыс. ячеек. В работе использовался программный комплекс STAR—CD, являющийся на сегодня одним из ведущих в мире программных продуктов в области численного моделирования теплообмена и механики жидкости с использованием CFD—технологий.

### Анализ результатов и верификация модели

Результатом расчётов являются поля температур, компонентов скорости и давления. Реальные горизонтальные поверхности охлаждающих ка-



**Рис. 4. Зависимость перепада давления в канале от скорости масла для каналов с реальными (сплошная линия) и плоскими стенками (пунктирная линия).**

налов выбранной модели (рис. 2, 3) имеют регулярный волнистый характер вследствие намотки изолированных проводов. В целях упрощения модели поверхности охлаждающих каналов можно было бы выбрать гладкими, поэтому возникает естественный вопрос о допустимости такого упрощения реальной геометрии и о степени влияния волнистого характера поверхности на гидравлическое сопротивление отдельного канала. Для этого дополнительно были созданы две упрощённые методические модели, в которых задавалась скорость масла на входе в канал и рассчитывался перепад давления в отдельном канале между двумя катушками длиной 25,7 мм и высотой 2,4 мм при течении масла со средней скоростью  $0,5 \cdot 10^{-4}$  м/с в канале с реальной формой стенок, образованных намоткой провода, и в канале с гладкими плоскими стенками. При задании стержневого профиля скорости масла на входе в каналы были получены следующие результаты. В реальном канале с шероховатыми стенками перепад давления составил  $\Delta P = 0,01869$  Па, в плоском с гладкими стенками —  $\Delta P = 0,01573$  Па. Отличие в перепаде давления составило 15,8%. При параболическом профиле (что, по-видимому, несколько ближе к реальности) в реальном канале перепад давления составил  $\Delta P = 5,926945 \cdot 10^{-3}$  Па, а в канале с плоскими гладкими стенками —  $\Delta P = 5,386699 \cdot 10^{-3}$  Па. Отличие в перепаде давления составило 9%.

На рис. 4 приведена зависимость перепада давления в реальном межкатушечном и плоском каналах от варьируемой скорости масла при параболическом профиле скорости на входе в каналы. Из рис. 4 видно, что расхождение в перепадах давления увеличивается с ростом средней скорости масла в канале.

Для скорости масла на уровне 0,1 мм/с эти различия достигают ~ 30 %. Таким образом, в результате проведённого методического численного эксперимента можно сделать вывод о том, что гидравлическое сопротивление горизонтальных каналов охлаждения с реальной формой стенок, образованных намоткой провода, может существенно отличаться от гидравлического сопротивления каналов (эквивалентных по гидравлическому диаметру) с гладкими плоскими стенками. Так, для скорости масла на уровне 0,1 мм/с различия достигают 30%. Это обстоятельство приводит к дальнейшему выводу о том, что для уточнённых детальными расчётов следует применять модели каналов охлаждения с реальной формой стенок, образованных намоткой провода.

На рис. 5 представлены поля температур и скоростей в различных частях компьютерной модели фрагмента трансформатора (рис. 2, 3). Как видно из представленных рисунков, максимальную температуру имеет третья сверху катушка компьютерной модели, а течение в системе взаимосвязанных каналов (рис. 5, б) представляет довольно сложный неоднородный характер с локальным возникновением отдельных вихревых структур. В нижних горизонтальных каналах рассматриваемого фрагмента обмотки создаются условия для безвихревого медленного ламинарного течения масла. Картина движения масла в обмотке близка к симметричной относительно середины горизонтальных каналов. При детальном рассмотрении распределения скорости по поперечному сечению горизонтальных каналов видно, что возле нижней плоскости канала масло движется от края к середине канала, а возле верхней плоскости того же канала — от середины канала к краю. Таким образом, в горизонтальных каналах масло осуществляет петлеобразное движение с постепенным увеличением глубины проникновения масла к центру катушек при его движении снизу вверх по вертикальным каналам. В каждом

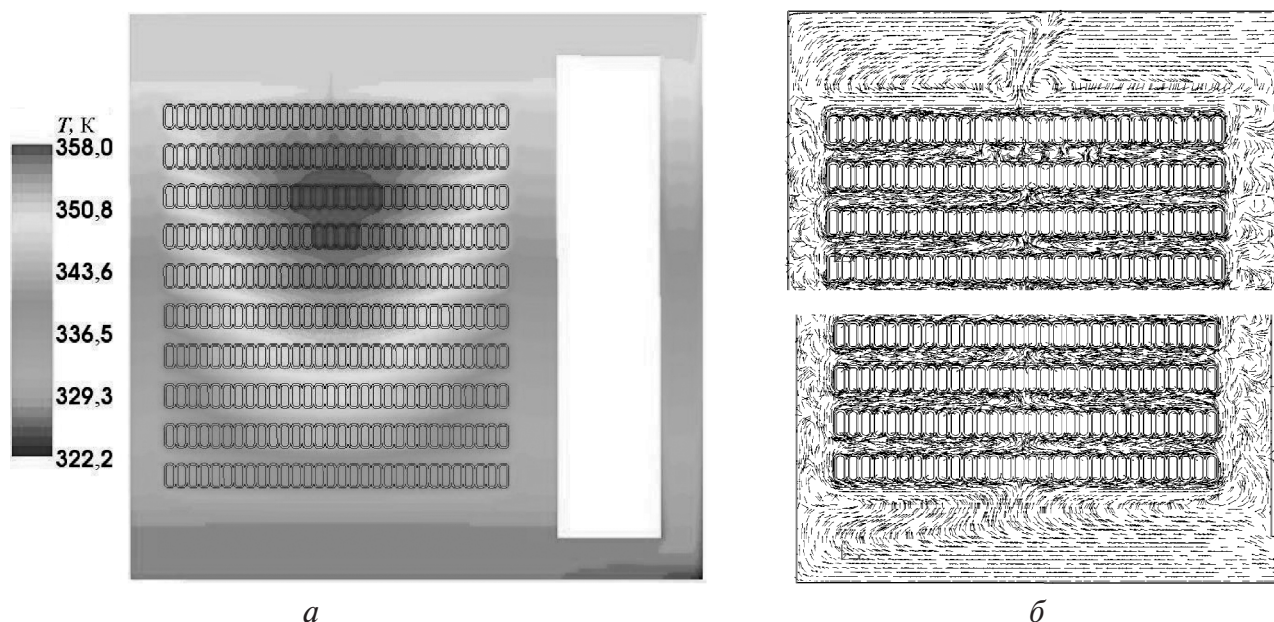


Рис. 5. Поле температур (а) и векторов скорости (б) в верхней и нижней частях фрагмента трансформатора.

Табл. 1. Тепловые потоки и температура масла на различных поверхностях катушек № 2 и № 7 CFD—модели фрагмента обмотки трансформатора

Рассматриваемая поверхность катушки	Тепловой поток, Вт/м <sup>2</sup>		Температура масла возле поверхности, °С		Температура поверхности, °С	
	2—я катушка	7—я катушка	2—я катушка	7—я катушка	2—я катушка	7—я катушка
Горизонтальная верхняя	28,6	52,9	46,7	55,4	46,3	55,6
Горизонтальная нижняя	94,4	5,1	45,0	55,5	45,8	55,8
Вертикальная левая	207,8	237,4	36,3	43,3	38,1	46,3
Вертикальная правая	212,8	264,4	36,3	42,7	38,3	44,9
Вся поверхность катушки	37,7	35,7	43,9	53,2	45,8	55,4

из каналов возникают две петли течения, направленные навстречу друг другу, которые встречаются в средней части канала. Сквозное течение через горизонтальный канал в данном случае не возникает.

Максимальная интенсивность проникновения достигается в верхней трети обмотки, где структура течения в канале напоминает течение при образовании ячеек Бенара.

В табл. 1 приведены результаты расчётов характеристик теплового состояния фрагмента обмотки трансформатора. Для двух из десяти катушек фрагмента обмотки (нумерации снизу вверх) видна существенная неоднородность в распреде-

лении всех тепловых характеристик, что подтверждает необходимость рассмотрения тепловых задач в этой предметной области как сопряжённых.

Для сравнения (верификации) CFD—модели рассматриваемого фрагмента обмотки трансформатора была выбрана работа Дулькина И.Н. и Люблина И.Ш, посвящённая тепловым расчётам силовых трансформаторов [13], в которой приводится следующая зависимость для расчёта коэффициента теплоотдачи в вертикальном канале:

$$Nu = (Nu_{cb}^2 + Nu_B^2)^{0,5} (Pr_M / Pr_C)^{0,25}, \quad (6)$$



Табл. 2. Коэффициенты теплоотдачи, найденные по данным работы [11], эмпирической зависимости (6) и CFD — модели для 7-й катушки модели фрагмента обмотки

№ п/п	Метод расчета	Рассматриваемая поверхность катушки	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
1	Статья [11]	Вся поверхность	13,43
2	Зависимость (6)	Вертикальная	40,04
3	CFD—модель	Горизонтальная верхняя	19,40
		Горизонтальная нижняя	22,00
		Вертикальная левая	43,43
		Вертикальная правая	42,72
		Вся поверхность	14,75

где свободно-конвективная составляющая равна

$$Nu_{cb} = \begin{cases} 4,9A_{cb} Ra^{0,25} & \text{при } Ra \leq 10^{10} \\ A_{cb} Ra^{0,33} & \text{при } Ra > 10^{10} \end{cases},$$

а число Рэлея  $Ra = g\beta\rho C_p L_k^3 \vartheta_{пов} / (v\lambda)$ . Для катушечных обмоток высотой  $h > 0$

$$A_{cb} = 0,765(b_1/h)^{-0,25} (d_r/H)^{0,35}.$$

Если ширина внутреннего канала обмотки  $b_{вн} > 0$ , то  $b_1 = b$ , при  $b_{вн} = 0$  —  $b_1 = 2b$ .

В табл. 2 приведены результаты расчёта коэффициентов теплоотдачи по данным работы [11], эмпирической зависимости (6) и CFD — моделированию для 7-й катушки модели фрагмента обмотки.

Сравнение показывает близость коэффициентов теплоотдачи CFD—модели и работы [11] для всей поверхности катушки, а также CFD—модели и зависимостей, используемых в работе [13] для вертикальных поверхностей катушки.

Таким образом, применение CFD—модели позволяет рассчитать тепловое состояние трансформатора с достаточной точностью, сравнимой с традиционными методиками, апробированными на протяжении длительного времени в производственных условиях. При этом CFD—модель не содержит многочисленных эмпирических коэффициентов, является универсальной в широком диапазоне геометрических и режимных параметров, может выступать в роли инструмента для дальнейшего уточнения традиционных методик.

## Выводы

1. Анализ теплового состояния групп катушек обмоток силовых трансформаторов при естественной конвекции можно проводить с помощью CFD—технологий без введения упрощений, свойственных традиционным инженерным методикам и подходам, что позволяет выполнять более детальное и точное проектирование, анализ и оптимизацию параметров систем охлаждения силовых масляных трансформаторов.

2. Показана принципиальная возможность CFD — моделирования тепловых режимов силовых трансформаторов с естественной (М) системой охлаждения, как наиболее сложной для моделирования вследствие наиболее сильного влияния нелинейностей проходящих процессов на слабые движущие гидродинамические силы.

3. Компьютерные модели свободной конвекции трансформаторного масла в каналах силовых масляных трансформаторов позволяют получить количественные распределения, выявить и интерпретировать качественные особенности полей температур, скоростей и давлений в вертикальных и горизонтальных межкатушечных каналах обмоток силовых масляных трансформаторов, а также определять средние температуры в произвольном сечении каждого из каналов, средние объёмные температуры масла в произвольном канале, а также расходы в отдельных каналах обмотки.

4. При использовании CFD технологий нет необходимости в использовании эмпирических

коэффициентов теплоотдачи на различных поверхностях катушек и каналов охлаждения внутри бака силового масляного трансформатора, а также коэффициентов гидравлических сопротивлений отдельных каналов по ходу масла. В то же время эти коэффициенты при необходимости могут быть получены из результатов CFD — моделирования и использованы для целей верификации компьютерной модели или инженерных расчётов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Макаревич Л.В., Шифрин Л.Н., Алпатов М.Е.* Современные тенденции в создании и диагностике силовых трансформаторов больших мощностей // Известия Российской академии наук. Энергетика.— 2008.— № 1. — С. 45 — 69.
2. *Силовые трансформаторы.* Справочная книга /Под ред. С.Д. Лизунова, А.К. Лоханина. — М.: Энергоиздат, 2005. — 614 с.
3. *Лизунов С.Д., Лоханин А.К.* Проблемы современного трансформаторостроения в России. Часть 1 // Электричество.— 2000. — № 8.— С. 2 — 10. Часть 2 // Электричество.— 2000. — № 9.— С. 4 — 12.
4. *Киш Л.* Нагрев и охлаждение трансформаторов /Пер. с венгерского. Под ред. Г.Е. Тарле. — М.: Энергия, 1980. — 208 с. — (Трансформаторы; Вып. 36).
5. *Рассальский О.М.* Аналіз і розрахунок теплових режимів силового електроустановки.— Запоріж. нац. техн. ун-т. — Запоріжжя: ЗНТУ, 2005. — 144 с.
6. *Круковский П.Г., Яцевский В.А., Конторович Л.Н., Иванков В.Ф., Юрченко Д.Д.* Методические подходы к CFD — моделированию тепловых режимов силовых масляных трансформаторов // Промышленная теплотехника.— 2008.— № 6. — С. 57—66.
7. *Горовых В.Г., Конторович Л.Н.* Методика расчёта локальных коэффициентов теплоотдачи в каналах катушечных обмоток трансформаторов // Промышленная теплотехника.— 1989.— № 3. — С. 33 — 36.
8. *Oliver A.J.* Estimation of transformer winding temperatures and coolant flows using a general network method // IEE Proc. — 1980. — Vol. 127, Pt. C, No. 6. — P. 395 — 405.
9. *Robert M. Del Vecchio, Bertrand Poulin, Pierre T. Feghali, Dilipkumar M. Shah and Rajendra Ahuja* Transformer design principles: with application to core—form transformers .— Gordon and Breach Science Publishers, 2001. — 599 p.
10. *Seitlinger Walter* Thermo— Hydraulic transformer model. VA TECH Elin Transformatoren GmbH, 2000.
11. *Воеводин И.Д., Михайловский Ю.А., Черногостский В.М., Швидлер А.Б., Тарле Г.Е., Люблин И.Ш.* Методы расчёта превышений температуры обмоток силовых трансформаторов.— Трансформаторы: Перенапряж. и координация изоляции /Пер. докл. Междунар. конф. по больш. электр. системам СИГРЭ — 84. — М.: — 1986. — С. 190—198.
12. *Одаренко Ю.Н., Яковлева И.Г.* Анализ критерияльных уравнений теплоотдачи обмоток трансформаторов // Электрический журнал. — 2006. — № 1. — С. 11—15.
13. *Дулькин И.Н., Люблин И.Ш.* Метод теплового расчета обмоток силовых масляных трансформаторов // Электротехника. — 1997. — № 2. — С. 16 — 22.

Получено 23.03.2009 г.