

А.О. Трякин, инженер-конструктор, аспирант Самарского государственного технического университета
ООО «Тольяттинский трансформатор», Тольятти (Россия)

Ключевые слова: силовой масляный трансформатор; обмотка; методика теплового расчета; численное моделирование; система охлаждения; результаты тепловых испытаний; принудительная циркуляция масла; направленная циркуляция масла.

Аннотация: разработана методика теплового расчета силового масляного трансформатора классов напряжения 35÷750 кВ и диапазона мощностей 2500÷400000 кВА с системами охлаждения типа «НДЦ», которая позволяет рассчитать температуру верхних и нижних слоев масла, а также получить распределение температур по катушкам обмотки.

Для создания трансформаторов классов напряжения 35 ÷ 750 кВ и диапазона мощности 2500 ÷ 400000 кВА применяются эффективные методы охлаждения обмоток. Одним из таких методов является принудительная циркуляция охлаждающей жидкости в трансформаторе с направленным потоком масла в обмотки (система «НДЦ»), рисунок 1. Реализация такого вида охлаждения позволяет снизить температуру наиболее нагретой точки (ННТ) обмоток трансформатора при номинальных (расчетных) условиях охлаждающей среды и при номинальной нагрузке, что ведет к уменьшению необходимого количества охладителей, уменьшению массы и размеров трансформатора, либо к увеличению его мощности.

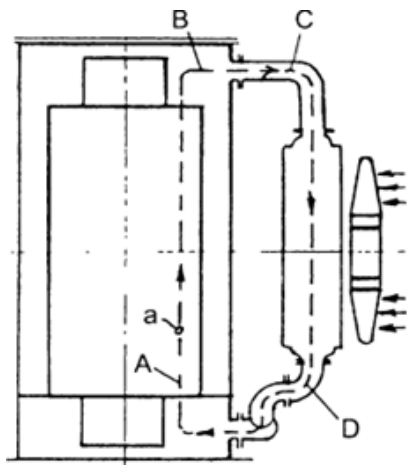


Рис. 1. Схема охлаждения трансформатора при направленной циркуляции масла.

На схеме точки:

A – вход потока масла в обмотки,

B – выход потока масла из обмотки,

C – вход потока масла во внешнюю систему охлаждения,

D – выход потока масла из внешней системы охлаждения

Необходимо точно определять температуры ННТ обмоток для обеспечения их надежной тепловой защиты, так как недопустимые перегревы обмоток ведут

к повышенному износу изоляции и, как следствие, уменьшению срока службы трансформатора. Поэтому теоретическое и экспериментальное исследование теплоотдачи и гидродинамики в охлаждаемых каналах обмоток, а также распределений температур в трансформаторе является актуальной задачей.

Для определения расходов масла через обмотки (G_i) проведен гидравлический расчет трансформатора. Методика гидравлического расчета и допущения, принятые при разработке модели, описаны в [1].

Суммарный массовый расход масла ($G_{охл}$) через систему внешнего охлаждения задан, согласно заданию на расчет. Значения расходов масла через обмотки рекомендуется снизить на 20 % для обеспечения запаса прочности.

Для установившегося режима работы трансформатора составлено уравнение теплового баланса, из которого необходимо определить превышение температуры средних слоев масла относительно охлаждающей среды ($\Delta\vartheta_{ссм}$):

$$\sum (P_i \cdot k_{нагр}^2) + P_{бак} \cdot k_{нагр}^2 + P_{ор} \cdot k_{нагр}^2 = P_{бака} (\Delta\vartheta_{ссм}) + n \cdot P_{охл} (\Delta\vartheta_{ссм}) \quad (1)$$

где P_i – полные потери в соответствующей обмотке в номинальном режиме, Вт;

$k_{нагр}$ – коэффициент нагрузки работы трансформатора;

$P_{бак}$ – полные потери в баке в номинальном режиме, Вт;

$P_{ор}$ – полные потери в металлоконструкциях и отводах в номинальном режиме, Вт;

$P_{бака} (\Delta\vartheta_{ссм})$ – тепловой поток бака, Вт;

$P_{охл} (\Delta\vartheta_{ссм})$ – тепловой поток охладителя, Вт;

$\Delta\vartheta_{ссм}$ – превышение температуры средних слоев масла над температурой внешней среды, °С;

n – количество охладителей трансформатора, шт.

Тепловой поток бака и охладителей зависят от превышения температуры средних слоев масла над температурой внешней среды. Согласно [1] для трансформатора с системой охлаждения типа «НДЦ»:

$$P_{бака} (\Delta\vartheta_{ссм}) = 5,334 \cdot \Delta\vartheta_{ссм}^{1,25} S_{бак} \quad [\text{Вт}];$$

Для охладителя ДЦ – 160/1946:

$$P_{охл} (\Delta\vartheta_{ссм}) = 2,985 \cdot \Delta\vartheta_{ссм}^{1,133} \quad [\text{Вт}];$$

Так как потери в трансформаторе рассчитаны для определенной нагрузки, то из уравнения (1) определяем превышение температуры средних слоев масла относительно внешней среды ($\Delta\vartheta_{ссм}$).

Осевое падение температуры масла в i обмотке находим из формулы [3]:

$$\Delta\vartheta_i = \frac{P_i \cdot k_{нагр}^2}{c_0 \cdot G_i}$$

где c_0 – удельная теплоемкость трансформаторного масла, Дж/(кг*°C);

$\Delta\vartheta_i$ – осевой перепад температуры масла в соответствующей обмотке, °C;

G_i – массовый расход масла через соответствующую обмотку, кг/с.

Осевое падение температуры масла в охладителе находим из формулы [3]:

$$\Delta\vartheta_{охл} = \frac{P_{охл} (\Delta\vartheta_{ссм})}{c_0 \cdot G_{охл}}$$

где $G_{охл}$ – массовый расход масла через внешнюю систему охлаждения, кг/с;

$\Delta\vartheta_{охл}$ – осевое падение температуры масла в охладителе, °C.

Превышение температуры верхних слоев масла ($\Delta\vartheta_{всм}$) находим из формулы [3]:

$$\Delta\vartheta_{всм} = \Delta\vartheta_{ссм} + 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{охл}$$

где $\Delta\vartheta_{охл}$ – осевое падение температуры масла в охладителе, °C;

$\Delta\vartheta_{всм}$ – превышение температуры верхних слоев масла над температурой внешней среды, °C.

Температура нижних слоев масла ($\vartheta_{нсм}$) при входе в обмотку, точка А на рисунке 1, находим из формулы [3]:

$$\Delta\vartheta_{нсм} = \vartheta_{среды} + \Delta\vartheta_{ссм} - 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{охл}$$

где $\vartheta_{среды}$ – температура внешней среды, °C.

$\vartheta_{нсм}$ – температура нижних слоев масла над температурой внешней среды, °C.

Для определения температур катушек обмотки разработан узловый метод расчета. Входными данными для узлового метода являются: параметры геометрии обмотки, температура нижних слоев масла, массовый расход масла через обмотку, полные потери в катушках.

Проведенные исследования в литературе [2] показали, что физическая модель движения жидкости в каналах обмотки может быть представлена в виде струек (слоев), которые не перемешиваются в ламинарной зоне вертикальных каналов обмоток.

При разработке модели обмотки для расчета узловым методом приняты допущения: температура на поверхности рассматриваемой катушки предполагается одинаковой; движения жидкости в каналах обмотки представлена в виде струек (слоев), которые не перемешиваются в ламинарной зоне вертикальных каналов обмоток; поток масла в обмотке разбит узлами на участки. Узлы ставятся в точках разветвления потока, изменения направления потока или изменения площади сечения потока масла в обмотке; для расчета принята средняя скорость потока масла на участке между узлами.

Плоская осесимметричная модель обмотки между барьерами для изменения направления потока масла представлена на рисунке 2. Расчет модели позволяет определить: давление (P) и температуру масла (T) в узлах; среднюю скорость потоков масла на участках (v); температуры катушек (T_i).

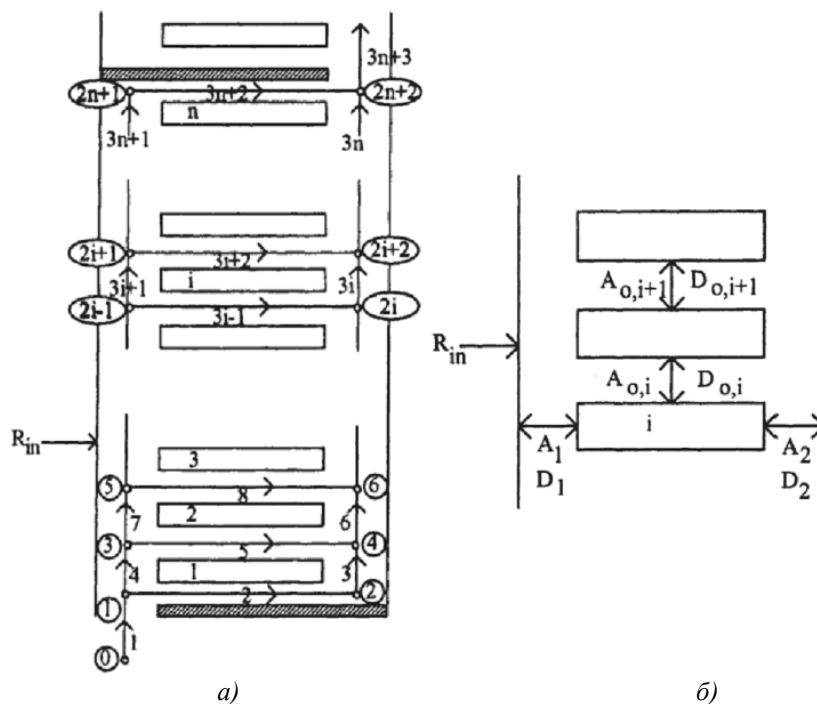


Рис. 2. Плоская осесимметричная модель катушечной обмотки.

а) Плоская осесимметричная модель катушечной обмотки между барьерами для изменения направления потока масла. На модели указаны участки потока масла в обмотке. В кругах указаны номера точек узлов модели.

Стрелками показаны направление потока масла.

б) Обозначение гидравлических диаметров (D) и площадей (A), свободных для потока масла

В модели на рисунке 2 учтены:
 – потери давления, обусловленные гидравлическим сопротивлением на вязкое трение масла в каналах, по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta P_{mpi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu \cdot K(a/b) \cdot L_i}{D_i^2} \cdot v_i,$$

где ρ – плотность жидкости (для температуры средних слоев масла),
 L_i – длина канала (участка), м,
 D_i – гидравлический диаметр канала (участка), м,
 v_i – скорость масла в канале, м/с,
 μ – динамическая вязкость масла, Па·с,
 $K(a/b) = 56,91 + 40,31(e^{-3,5a/b} - 0,0302)$ – конструктивный коэффициент из справочной литературы [3],
 где a и b – параметры, учитывающие геометрию конструкции канала тока масла.
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 – потери давления, обусловленные местными гидравлическими сопротивлениями:

$$\Delta P_{mi} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \xi_i \cdot v_i^2;$$

где коэффициент местных гидравлических сопротивлений ξ_i взят из справочной литературы [4]. Обычно этот коэффициент близок к 1.
 – подъемная сила, действующая из-за разности плотностей между соседними узлами модели:

$$\Delta P_{ni} = g(\rho_i - \rho_{i+1})(h_{np} + h_{\Gamma}),$$

где $\rho_i, \rho_{(i+1)}$ – средняя плотность i -го узла и последующего узла ($i+1$) по направлению движения жидкости в вертикальном канале, кг/м³.

Составляем уравнения падений давления для каждого участка модели:

– для горизонтальных участков, где падение давления в канале идет на преодоление вязкого трения масла и местных гидравлических сопротивлений:

$$P_i - P_{(i+1)} = \Delta P_{mpi} + \Delta P_{mi}, \quad (3)$$

– для вертикальных участков, где падение давления в канале идет на преодоление вязкого трения масла, местных гидравлических сопротивлений и, также, учет влияния подъемной силы, действующей из-за разности плотностей между соседними узлами:

$$P_i - P_{(i+1)} = \Delta P_{mpi} + \Delta P_{mi} - \Delta P_{ni}, \quad (4)$$

Получены уравнения типа (3) и (4) для всех каналов (см. рисунок 2). Количество каналов равно $3n+2$, где n – количество катушек. Количество неизвестных давлений в узлах $2n+2$. Количество неизвестных скоростей в каналах $3n+2$. Не учитывается узел с номером 0, так как давление в этом узле задано. Таким образом, необходимо дополнительно $2n+2$ уравнений. Эти

уравнения получены исходя из закона сохранения массы в узлах.

Поскольку сжимаемостью жидкости можно пренебречь, вместо закона сохранения массы можно рассмотрен закон сохранения объема. Для каждого узла модели справедливо выражение:

$$\sum A_i v_i = 0,$$

где A_i – площадь сечения для потока масла в канале, м².

При расчете температур масла в каналах предполагается, что тепловой поток катушки равномерно распределяется по всей открытой для охлаждения поверхности. Плотность теплового потока постоянна на всей поверхности катушки ($q_i = const$). Не учитывается узел с номером 0, так как температура масла в этом узле задана.

С поверхности рассматриваемой катушки с площадью поверхности A происходит передача теплоты с плотностью теплового потока q_i маслу в канале, что влияет на изменение температуры масла в узлах (увеличение температуры по ходу потока масла на участке). Тепловой расчет основан на уравнениях теплового баланса.

A_{c1i} – площадь внутренней поверхности охлаждения катушки;

A_{c2i} – площадь наружной поверхности охлаждения катушки;

A_0 – площадь горизонтальной поверхности охлаждения катушки.

Вычисляем температуру масла в первом и втором узлах (см. рисунок 2):

$$T_1 = \frac{q_0 A_{c10}}{c \rho v_0 A_1} + T_0;$$

$$T_2 = \frac{q_0 A_0 + q_1 A_0}{c \rho v_2 A_{\Gamma 1}} + T_1.$$

Температура масла в тех узлах, где потоки масла не перемешиваются:

$$T_{2i+1} = \frac{q_i A_{c1i}}{c \rho v_{3i+1} A_1} + T_{2i-1};$$

Вычисляем среднюю температуру масла в узлах с перемешиванием потоков:

$$T_{2i+2} = \frac{q_i + q_{i+1} A_0 + q_i A_{c2i} + T_{2i} c \rho v_{3i} A_2 + T_{2i+1} c \rho v_{3i+2} A_{\Gamma i+1}}{c \rho v_{3i+3} A_2};$$

Расчет температур катушек:

1. Рассчитываем коэффициенты теплоотдачи каждой катушки по формулам, предложенным в литературе [3]. Формула справедлива при $Re < 2000$.

$$\alpha = 7,54 \frac{\kappa_M}{D_{\Gamma i}}, \text{ при } Re \cdot Pr \cdot \frac{D_{\Gamma i}}{r_{кам}} < 70;$$

$$\alpha = 1,85 \frac{\lambda_{и}}{D_{Гі}} \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D_{Гі}}{r_{кат}} \right)^{1/3}, \text{ при } \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D_{Гі}}{r_{кат}} > 70 \cdot$$

где k_m – коэффициент теплопроводности масла, Вт/м·°С;
 $r_{кат}$ – радиальный размер катушки, м;

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v_i \cdot L_i}{\mu} \text{ – число Рейнольдса (в канале обмотки);}$$

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p}{k_m} \text{ – число Прандтля;}$$

c_p – удельная теплоёмкость среды (при давлении масла на уровне рассчитываемой катушки), Дж/(кг·°С);

η – динамическая вязкость масла, Па·с;

2. Для каждой катушки рассчитываем усредненные коэффициенты теплопередачи:

$$k_{общі} = \frac{1}{\frac{1}{0,5(\alpha_{Гі} + \alpha_{Ві})} + \frac{\delta_{изи}}{2\lambda_{и}}},$$

где α_{zi} и α_{vi} – коэффициенты теплоотдачи горизонтальной и вертикальной поверхностей катушки, Вт/(м²·°С);

$\delta_{изи}$ – удвоенная толщина изоляции катушки, м;

$\lambda_{и}$ – коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/м·°С.

3. Рассчитываем превышения температуры каждой катушки над температурой прилегающим к ней маслом:

$$\Delta t_{ННГі} = \frac{q_i}{k_{общі}},$$

где q_i – плотность теплового потока катушки, Вт/м².

4. Рассчитываем температуры катушки:

$$t_{ННГі} = T_{2i} + \Delta t_{ННГі}.$$

Для более точного определения температур катушек обмотки рекомендуется проводить расчет методом CFD.

Проведены тепловые испытания согласно ГОСТ 3484.2-88 силового трансформатора ТДЦ-100000/110-УХЛ1 с системой охлаждения типа «НДЦ». Основные технические параметры трансформатора в таблице 1. Сравнения экспериментальных значений с расчетными в таблице 2.

Таблица 1. Технические параметры трансформатора ТДЦ-100000/110-УХЛ1

Трансформатор	ТДЦ-100000/110-УХЛ1
Число фаз	3
Режим работы	nom
Номинальная мощность, кВА	100000
Номинальное напряжение обмотки, В: НН ВН	10500 121000±2x2,5 %

Полные потери обмоток в номинальном режиме, Вт: НН ВН	140700 175220
Потери в баке и элементах конструкции, Вт	34000
Суммарные потери, Вт	349920
Площадь бака для охлаждения, м ²	66,37
Тип системы охлаждения	НДЦ
Тип охладителя	ДЦ-160/1946
Тип электронасоса	Т 100/8
Расход масла через охладители, м ³ /ч	72x3=216
Кол-во охладителей, шт	3+1 (запасной)
Температура охлаждающей среды, °С	26
Тип трансформаторного масла	10GBN

Таблица 2. Сравнения экспериментальных значений с расчетными для трансформатора ТДЦ-100000/110-УХЛ1

Наименование определяемого параметра	Результат измерений	Результат расчета	Отклонение расчетного параметра от результата эксперимента, °С	Нормируемая величина по ГОСТ 3484.2-88, °С
Превышение средней температуры обмотки НН над температурой охлаждающей среды, °С	50,7	48,0	-2,7	65
Превышение средней температуры обмотки ВН над температурой охлаждающей среды, °С	50,6	48,0	-2,6	65
Превышение температуры верхних слоев масла над температурой охлаждающей среды, °С	28,1	28,9	+0,8	60

Выводы работы можно свести к следующему:

1. Максимальная абсолютная погрешность расчета относительно эксперимента составляет не более 3 °С.

Относительная погрешность расчета составляет:

- для температуры нижних слоев масла $\delta=5\%$;
- превышение температуры верхних слоев масла над температурой охлаждающей среды $\delta=3\%$;
- превышение температуры средних слоев масла над температурой охлаждающей среды $\delta=3\%$;

2. Разработанная методика позволяет проводить предварительный расчет в наименьшее время, что сокращает общий срок разработки трансформатора.

3. Разработанная методика позволяет определять наибольшую температуру каждой катушки обмотки с направленной и принудительной циркуляцией масла, а также температуры верхних и средних слоев масла в трансформаторе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Руководящий документ РД 16432-88. – Запорожье: ВИТ, 1988.
2. Одаренко Ю.Н. Развитие методов подбора при теплообмене в охлаждающих каналах обмоток трансформаторов для усовершенствования их тепловой защиты. Днепродзержинский государственный технический университет, г. Днепродзержинск, 2007. – Рукопись. Автореферат.
3. Киш Л. Нагрев и охлаждение трансформаторов. – М.: Энергия, 1980.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992.

THE THERMAL CALCULATION METHOD OF HIGH-POWER OIL TRANSFORMER WITH COOLING SYSTEM OF TYPE «ODAF»

© 2013

A.O. Tryakin, design engineer
«Togliatti Transformer», Togliatti (Russia)

Keywords: high-power oil transformer; winding; method of heat calculation; numerical modeling; cooling system; the results of heat testing; forced circulation oils; aimed oil circulation.

Annotation: There have been worked out the basic methods of the high-power oil transformer's heat calculation of voltage class 35÷750 кV and range of capacity 2500÷400000 кVA with cooling system of type «ODAF», this technique allows to calculate the temperature the upper and lower layers of the oil, and also to get the temperature distribution on a winding coils.