

## РОЗРАХУНОК ШВИДКОСТЕЙ МАСЛА В ПРИЗМАТИЧНИХ КАНАЛАХ ВИСОКОВОЛЬТНОГО МАСЛЯНОГО ТРАНСФОРМАТОРА ІЗ ЦИЛІНДРИЧНИМИ ОБМОТКАМИ

Байша О.І., к.т.н., Козлов В.В., к.т.н., Братківська К.О., Набокова О.В.

Запорізький національний технічний університет

Україна, 69063, Запоріжжя, вул. Жуковського, 64, ЗНТУ, кафедра "Теоретичної та загальної електротехніки"

тел. (061) 769-83-94, 228-16-12

*У статті подано розрахунки швидкості руху маслаї у силових трансформаторах. Отримані результати для прямокутних та призматичних каналів. Вони можуть бути використані для підвищення точності визначення розподілу температури у обмотках та розрахунку максимальної температури.*

*В статье представлены расчеты скорости движения масла в силовых трансформаторах. Получены результаты для прямоугольных и призматических каналов. Они могут быть использованы для повышения точности определения распределения температуры в обмотках и расчета максимальной температуры.*

Номінальна потужність силових трансформаторів обумовлюється максимальними значеннями температур обмоток і сердечника при його тривалому навантаженні. Керівництво з навантаження силових масляних трансформаторів МЕК-354-91 [1] оперує максимальною температурою обмотки, що у свою чергу використовується для оцінки відносної швидкості теплового старіння ізоляції. Хоча фактична номінальна потужність і навантажувальна здатність обумовлюється температурою найбільш нагрітої точки обмотки, стандартами на трансформатори регламентоване перевищення середньої температури обмотки над температурою охолоджувального середовища (яке вимірюється по опору обмотки при номінальному струмі) [2]. Така невідповідність пояснюється труднощами безпосереднього виміру максимальної температури через наявність високої напруги в місці виміру.

Незважаючи на велику кількість робіт, пов'язаних з аналізом теплових процесів силових трансформаторів, ці розрахунки не завжди задовольняють вимогам до точності визначення температури. Складність теплових процесів пов'язана зі складною конфігурацією елементів конструкції, наявністю різномірних середовищ, і передачею тепла, як теплопровідністю, так і конвекцією.

Проблеми, що виникають при розрахунку теплових режимів трансформаторів, пов'язані, насамперед, з необхідністю рішення сполученої задачі, що включає рівняння теплопровідності усередині обмотки, рівняння конвекційного переносу теплоти в потоці трансформаторного масла й рівняння гідродинаміки. Закони теплообміну при течії теплоносія в трубах зі складним перетином вивчені мало, що пов'язано насамперед зі складністю визначення полів швидкостей у потоці рідини. Дотепер аналітична теорія сполучених задач слабо впроваджується в теплотехнічні розрахунки, що пояснюється складністю функціональних залежностей, отриманих при цьому рішенні задач.

При відомому рішенні рівнянь гідродинаміки задача теплообміну є замкнутою й однозначною та може бути розглянута як окрема задача.

Рівняння гідродинаміки Нав'є-Стокса, що описують течію рідини в каналах, при деяких спрощеннях зводяться до інтегрування рівняння Пуассона. У прямокутній системі координат воно має вигляд

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (1)$$

де  $W$  – швидкість рідини, м/с;  $p$  – тиск рідини при нульових граничних умовах на поверхні каналу, яка змочується  $\Gamma$ , н/м<sup>2</sup>;  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості, н. с/м<sup>2</sup>.

Приймаючи, що тиск  $p$  уздовж будь-якого перпендикулярного до потоку перетину рівномірний, тобто він залежить тільки від подовжньої координати  $z$ , одержимо, що тиск уздовж каналу міняється за лінійним законом  $\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\Delta p}{l} = \text{const}$ . Рівняння Пуассона запишеться в наступному виді

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} = -\frac{1}{\mu} \frac{\Delta p}{l}, \quad (2)$$

де  $\Delta p$  – зміна тиску при переході від одного перетину до іншого, що знаходиться на відстані  $z=l$  м, н/м<sup>2</sup>.

Для більшості таких труб рішення рівняння (2) виражається через нескінченні суми функціонального ряду. Порівняно прості формули отримані тільки для круглих труб, плоских і кільцевих каналів [3].

У монографії Цоя П.В. [4] запропоновано метод наближеного розрахунку стабілізованого профілю швидкості в циліндричних каналах складного перетину. Крім круглих труб, плоских і кільцевих каналів у даній роботі розглядалися труби еліптичного й трикутного перетину.

Запропонований метод дозволяє здійснити наближений розрахунок стабілізованого профілю швидкості в закритих і відкритих каналах.

Для силових трансформаторів з масляним охолодженням характерним є наявність каналів прямокутної й призматичної форми (рис. 1).

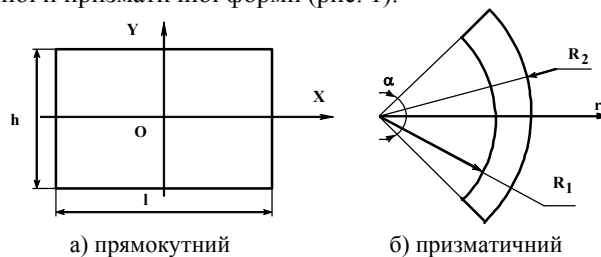


Рис. 1. Перерізи охолоджуючих каналів

Оскільки для в'язкої нестисливої рідини профіль стабілізованої швидкості залежить від геометрії перетину каналу, то наближене аналітичний вираз швидкості  $W(x, y)$ , що задовольняє нульовим граничним умовам, шукаємо через рівняння межі області  $\Gamma$  у вигляді

$$W(x, y) = \pm A * F(x, y) > 0; \quad x, y \in \Gamma, \quad (3)$$

де  $F(x, y)$  – рівняння межі області  $\Gamma$ .

Коефіцієнт  $A$  знаходимо з умови збереження маси

$$W_{cp} * S = \pm A \iint_{\Gamma} F(x, y) dx dy > 0, \quad (4)$$

де  $W_{cp}$  – середня швидкість рідини, м/с;  $S$  – площа перетину каналу, м<sup>2</sup>.

Тому поле швидкостей має вигляд

$$W(x, y) = \frac{W_{cp} * S * F(x, y)}{\iint_{\Gamma} F(x, y) dx dy}. \quad (5)$$

Для каналу із прямокутним перетином рівняння межі області в прямокутній системі координат (початок координат збігається із центром перетину, сторони перетину паралельні координатним осям) має вигляд

$$F(x, y) = \left( \frac{l^2}{4} - x^2 \right) \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right), \quad (6)$$

де  $l, h$  – розміри перетину каналу відповідно по осі  $OX$  та осі  $OY$ , м.

Формула (4) приводиться до вигляду

$$W_{cp} * S = A \int_{-h/2}^{h/2} dy \int_{-l/2}^{l/2} \left( \frac{l^2}{4} - x^2 \right) \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right) dx. \quad (7)$$

У силу симетрії каналу по обох осях досить розглянути тільки його чверть

$$W_{cp} * S = 4A \int_0^{h/2} dy \int_0^{l/2} \left( \frac{l^2}{4} - x^2 \right) \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right) dx. \quad (8)$$

Площа перетину прямокутного каналу

$$S = h \cdot l. \quad (9)$$

Зіставляючи (8) і (9), маємо

$$A = \frac{36W_{cp}}{(h \cdot l)^2}. \quad (10)$$

Тоді в першому наближенні розподіл швидкості в прямокутному каналі запишеться

$$W(x, y) = \frac{36W_{cp}}{h^2 l^2} \left( \frac{l^2}{4} - x^2 \right) \left( \frac{h^2}{4} - y^2 \right). \quad (11)$$

Перейдемо до відносних координат

$$\xi = \frac{x}{l}; \quad \eta = \frac{y}{h}; \quad -0.5 < \xi < 0.5; \quad -0.5 < \eta < 0.5$$

$$W(\xi, \eta) = 2.25W_{cp} (1 - 4\xi^2) (1 - 4\eta^2). \quad (12)$$

У силу симетрії каналу максимальна швидкість спостерігається на осі каналу ( $\xi_0 = 0$ ;  $\eta_0 = 0$ )

$$W_{max} = 2.25W_{cp}. \quad (13)$$

При  $l \gg h$  отримане рішення збігається з формулою, отриманою для плоских каналів (2).

Для призматичного каналу рівняння границі області в циліндричних координатах (початок координат збігається із центром обмежуючих окружностей, вісь  $Oz$  збігається з віссю симетрії перетину каналу) має вигляд

$$F(r, \theta) = (r - R_1)(R_2 - r) \left( \frac{\alpha^2}{4} - \theta^2 \right) = 0, \quad (14)$$

де  $R_1, R_2$  – відповідно, менший і більший радіуси кільця, з якого вирізаний перетин призматичного каналу, м;  $\alpha$  – центральний кут, під яким видні бічні грані призматичного каналу, рад.

Формула (4) у циліндричних координатах має вигляд

$$W_{cp} S = A \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} d\varphi \int_{R_1}^{R_2} (r - R_1)(R_2 - r) \left( \frac{\alpha^2}{4} - \varphi^2 \right) r dr. \quad (15)$$

Площа перетину призматичного каналу

$$S = \frac{\alpha}{2} (R_2^2 - R_1^2). \quad (16)$$

Звідки

$$A = \frac{36}{\alpha^2 (R_2 - R_1)^2}. \quad (17)$$

Розподіл швидкості в призматичному каналі описується формулою

$$W(r, \theta) = \frac{9W_{cp} (r - R_1)(R_2 - r) (\alpha^2 - 4\theta^2)}{\alpha^2 (R_2 - R_1)^2}. \quad (18)$$

Переходячи до відносних координат

$$\xi = \frac{r}{R_1}; \quad \eta = \frac{\theta}{\alpha}; \quad m = \frac{R_2}{R_1}; \quad 1 < \xi < m; \quad -0.5 < \eta < 0.5$$

$$W(\xi, \eta) = \frac{9W_{cp} (\xi - 1)(m - \xi)(1 - 4\eta^2)}{(m - 1)^2}. \quad (19)$$

У силу симетрії каналу максимальна швидкість спостерігається на осі каналу (при  $\eta_0 = 0$ ). Диференціюючи отримане вираження по змінній  $\xi$  і дорівнюючи похідну до нуля, одержимо

$$\xi_0 = \frac{m + 1}{2}. \quad (20)$$

Підставляючи значення  $\eta_0$  й  $\xi_0$  у рівняння (19), одержимо

$$W_{max} = 2.25W_{cp}. \quad (21)$$

Отримане рішення узгоджується з рішенням для каналу прямокутної форми.

## ВИСНОВКИ

Вирази, що описують розподіл швидкостей у каналах прямокутної й призматичної форми, можуть бути використані для розрахунку теплообміну в силових трансформаторах з масляним охолодженням, а також інших теплообмінних апаратів, що мають канали аналогічної форми.

## ЛІТЕРАТУРА

- [1] Публикация МЭК №354-91. Руководство по нагрузке силовых масляных трансформаторов. - Київ: Держстандарт України, 1998. - 96 с.
- [2] ДСТУ 3663-97. Трансформатори силові. Допустимі перевищення температури та методи випробування на нагрівання. Введ. 14.05.99.- Київ: Держстандарт України, 2000.- 44 с
- [3] Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.. Справочник по теплогидравлическим расчетам. - Москва, Энергоатомиздат, 1984.- 296 с.
- [4] Цой П.В. Методы расчета задач тепломассопереноса. - М., Энергоатомиздат, 1984.- 416 с.

Надійшла 03.10.2006