

DOI:10.12158/j.2096-3203.2020.05.025

# 变压器用片式散热器散热性能数值模拟及试验研究

徐天光<sup>1,2</sup>, 王永庆<sup>1</sup>, 朱超<sup>1</sup>, 张勇<sup>2</sup>, 马玉龙<sup>1,2</sup>, 赵嘉<sup>1</sup>

(1. 国网陕西省电力公司电力科学研究院, 陕西 西安 710100;

2. 陕西科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710021)

**摘要:** 变压器过热会减少变压器使用寿命。为分析片式散热器的散热性能,以某典型的片式散热器为研究对象,采用 Fluent 数值模拟研究与试验验证相结合的方法,对自然油循环、强迫油循环 2 种条件下散热器的散热性能进行研究,以油流阻力、平均油温升系数 2 个指标评价散热器散热性能。结果表明:自然循环下,当油流量不变时,相对于自冷散热,风冷散热平均油温升系数降低了 0.17,散热效果较强;强迫循环下,在油流量 45 m<sup>3</sup>/h 至 65 m<sup>3</sup>/h 范围内,随着油流量的增加,油流阻力增大了 4 kPa,平均油温升系数基本保持不变,约为 0.198,散热器的散热量增加了 8.8 kW,散热性能增强。研究结果为片式散热器的优化设计提供了指导。

**关键词:** 变压器;片式散热器;散热性能;数值模拟;散热试验

**中图分类号:** TM403.9

**文献标志码:** A

**文章编号:** 2096-3203(2020)05-0178-07

## 0 引言

油浸式变压器是目前电网运行的主流变压器,具有散热性好、容量大、损耗低以及成本低等诸多优点<sup>[1]</sup>。与此同时,变压器油在特定情况下会发生腐蚀现象,引发设备故障<sup>[2]</sup>。片式散热器能够保证变压器处于合适的工作温度范围,降低事故概率。因此,提高片式散热器的散热性能非常重要。

国内外学者通过实验和数值模拟 2 种方法对片式散热器进行了大量的研究。文献[3]通过一系列实验及数值模拟研究了不同结构的片式散热器的散热能力;文献[4]采用模拟软件对某强油风冷变压器用散热器内的温度场进行了数值模拟研究;文献[5]采用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)技术研究了不同模型的流量分布规律及流量分布不同对散热能力的影响;文献[6]在 Fluent 软件数值模拟的基础上提出最优方案,实验验证了绕流片对散热片的强化传热效率;文献[7]对自然循环变压器用散热器的性能进行了分析与优化研究,提出一种优化的散热器设计方案,并对其进行仿真计算,确定其制冷量;文献[8]基于有限体积法和流体网络法对变压器绕组油流流场及温度场进行了计算;文献[9]通过数值模拟方法对 6 种不同进口速度下变压器冷却系统的优化进行了研究;文献[10]采用实验和数值模拟方法研究了采用风机进行底吹和侧吹时片式散热器的散热性能。国内外学者的研究主要集中在内部和外部结构方面,通过改变片间距、片数、油管尺寸、倾斜角度及

通道宽度等措施破坏边界层达到强化传热的效果<sup>[11-16]</sup>,分析较为单一,且研究多为数值模拟,缺乏实验佐证,结果可靠性有待进一步验证。

文中以实际工程应用中某典型片式散热器为研究对象,采用 Fluent 数值模拟研究与试验验证相结合的方法,研究该散热器在自然油循环、强迫油循环 2 种条件下散热器的散热性能。对比分析了数值模拟及试验结果,验证其结果的准确性,为变压器用片式散热器的散热性能设计及优化提供指导。

## 1 模型建立

### 1.1 研究方案

片式散热器属于间壁式换热器,其热交换方式如图 1 所示,主要有变压器油的散热量、空气带走的热量及散热器的传热量。油浸式变压器用片式散热器散热性能研究流程如图 2 所示。

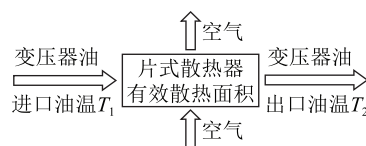


图 1 变压器油换热流程

Fig.1 Heat dissipation process of transformer oil

### 1.2 物理模型及简化

变压器用片式散热器由若干片数的散热片和上下集油管连接而成。文中选取某典型产品的片式散热器,具体结构如图 3 所示。

散热片表面有高低不平通道,结构比较复杂,考虑到计算机的运算能力及 CFD 仿真效率,在原型的基础上对该型号散热片结构进行简化。忽略壁

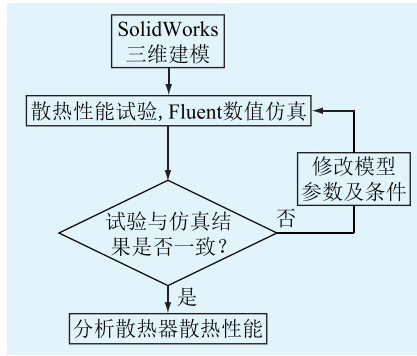


图2 片式散热器散热性能研究流程

Fig.2 Flow chart of research on heat dissipation performance of chip radiator

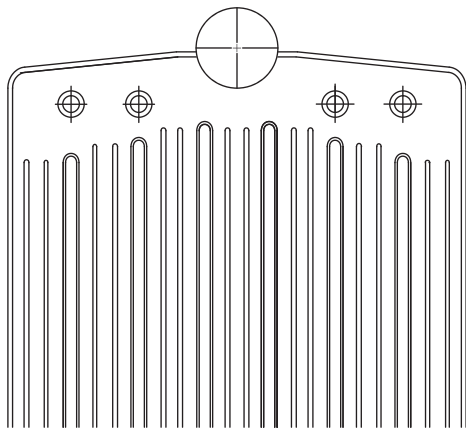


图3 片式散热器单片结构

Fig.3 Structure of a panel-type radiator

厚,将通道简化成矩形以减少边角处不规则造成的较差网格质量。简化后的模型如图4所示。

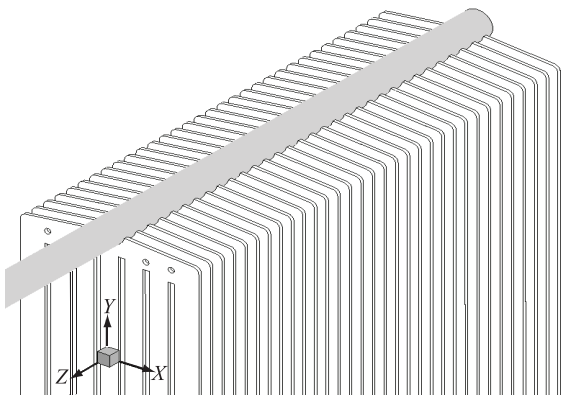


图4 片式散热器简化物理模型

Fig.4 Simplified physical model of panel-type radiators

### 1.3 网格划分及边界条件

在 Meshing 中采用非结构化网格进行划分,进、出油管添加边界层,对于导流孔及局部区域进行网格加密,网格数量为 437 万左右。局部网格见图5。

为了保证和检测试验条件一致及仿真的精确性,边界条件的设置如表1所示。

对于自然循环,速度入口值较低,一般给定一个

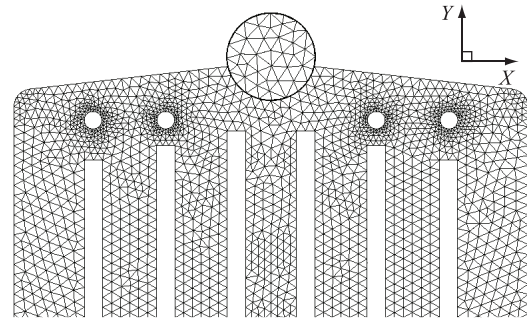


图5 局部网格模型

Fig.5 Local mesh model

表1 边界条件

Table 1 Boundary condition

边界	类型	备注
进油口	速度入口	温度根据试验数据选取
出油口	压力出口	环境温度
散热片表面	对流换热壁面	换热系数由公式计算得出
上下集油管	绝热壁面	散热相对较小,可忽略

较低的数值,如 0.1 m/s,强迫油循环的速度入口值可由流量与入口截面积求出。由传热学可知,自然对流与强制对流换热效果不同,一般采用换热系数描述散热器散热性能。文中的自然油循环自冷、风冷和强迫油循环换热系数由试验数据计算得出,假设散热片均匀散热,忽略两壁间辐射换热,采用大空间自然对流,其换热系数为:

$$h = \frac{N_u \lambda}{H} \quad (1)$$

式中: $N_u$ 为努赛尔数; $\lambda$ 为常数; $H$ 为片高。

其他设置:采用有限体积法建立离散化方程,计算过程采用二阶迎风格式,标准的近壁面处理函数;湍流模型采用 Realizable  $\kappa$ - $\epsilon$  模型,采用求解压力耦合方程组的半隐式算法<sup>[17]</sup> (semi-implicit method for pressure-linked equations, SIMPLE),忽略壁厚换热,Y轴方向重力加速度为 $-9.81 \text{ m/s}^2$ 。变压器油的物性参数是随温度而变化的,根据企业提供的变压器油数据,拟合出变压器油随温度而变化的函数关系式,如表2所示<sup>[18]</sup>。

表2 变压器油物性参数

Table 2 Physical parameters of transformer oil

参数	温度的函数
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	$1\ 098.72-0.712T$
动力粘度/ $[\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{s})^{-1}]$	$0.084\ 67-4\times 10^{-4}T+5\times 10^{-7}T^2$
导热系数/ $[\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}]$	$0.159-7.101\times 10^{-5}T$
比热容/ $[\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}]$	$807.163+3.587T$

### 1.4 控制方程

文中研究不考虑辐射散热的影响,为保证仿真

精度,片式散热器的流动与换热遵循以下三大基本方程。

(1) 质量守恒方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}) = S_m \quad (2)$$

式中: $\rho$  为密度; $t$  为时间; $\mathbf{V}$  为速度矢量; $S_m$  为源项。

(2) 动量守恒方程。

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}^2) = -\nabla P + \nabla \tau + \rho \mathbf{g} + F \quad (3)$$

式中: $P$  为静压力; $\mathbf{g}$  为重力加速度; $F$  为体积力; $\tau$  为粘性应力。

(3) 能量守恒方程。

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\rho E \mathbf{V} + p \mathbf{V}) = \nabla \left( k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j J_j + \mathbf{V} \tau_{\text{eff}} \right) + S_h \quad (4)$$

式中: $E$  为总能; $T$  为温度; $J_j$  为组分  $j$  的扩散通量; $S_h$  为热源项。方程右边括号内分别为导热、扩散和粘性耗散所引起的能量传递; $k_{\text{eff}}$  为导热系数; $h_j$  为焓; $\tau_{\text{eff}}$  为粘性系数。

### 1.5 性能评价指标

散热器应进行散热性能试验,并提供有效散热面积和平均油温升系数<sup>[19]</sup>。文中运用 CFD 数值模拟研究与试验相结合的方法,主要考察为散热器的散热能力。平均油温升系数  $C$  定义如下:

$$C = \frac{(T_1 + T_2)/2 - T_0}{[(P_1 - P_2)/S]^{0.8}} \quad (5)$$

式中: $T_1$  为平均进油温度; $T_2$  为平均出油温度; $T_0$  为环境温度; $P_1$  为加热输入总功率; $P_2$  为热损耗; $S$  为有效散热面积。

油流阻力:

$$\Delta p = p_{\text{in}} - p_{\text{out}} \quad (6)$$

式中: $p_{\text{in}}$  为进油压力; $p_{\text{out}}$  为出油压力。

## 2 数值模拟结果分析

对自然油循环及强迫油循环下 5 种不同油流量进行数值模拟,由于模拟结果分布趋势基本相同,故只列出油流量为 55 m<sup>3</sup>/h 时的数值结果为例,分析片式散热器散热特性。

### 2.1 温度云图

图 6 为散热器表面温度云图及以  $Y$  轴为中心温度云图。图 7 为第 1,8,16,24,32 片散热片的中心截面温度云图。

由图 6 可知,散热器入口的变压器油温度较高,散热器与空气发生对流换热后散热片油温从上到下逐渐降低。这是由于入口处油流量大,流速大,

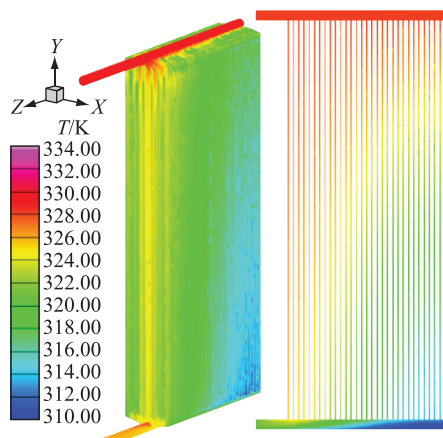


图 6 散热器表面及  $Y$  轴截面温度云图

Fig.6 Temperature cloud chart of radiator surface and  $Y$ -axis section

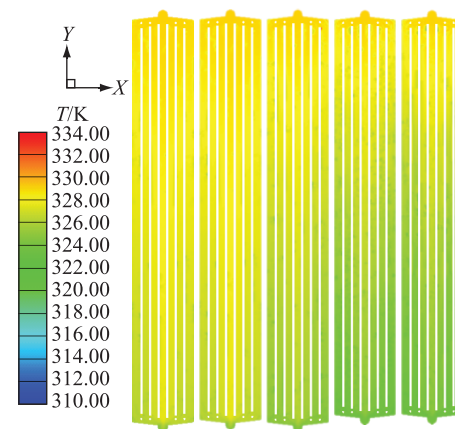


图 7 第 1,8,16,24,32 片截面温度云图

Fig.7 Section temperature cloud chart of No.1,8,16,24,32 radiator

热边界层较厚,随着油流量沿着上集油管向外侧逐渐降低,热边界层、速度边界层变薄,使远离进出口处的散热片温降高于进出口侧的散热片温降。

由图 7 可知,单片散热片的温度分布趋势为从上到下逐渐降低,且散热片中间部分温度高于边缘部分。这是由于变压器油进入散热片后在重力和浮升力的作用下流量分布不均,随着片数的增加,进入散热片的流量减少,散热效果增强。

### 2.2 压力云图

图 8 为上、下油管压力云图。由图 8 可知,变压器油在散热器入口处压力较高,外侧散热片压力值达到最大,在散热器出口处,压力值达到最小,压降约为 6.5 kPa,压力损失较大,说明强迫油循环条件下油流阻力对散热性能有一定的影响。

## 3 试验及与模拟结果对比分析

### 3.1 试验方法

文中研究某典型片式散热器,由合作单位送有

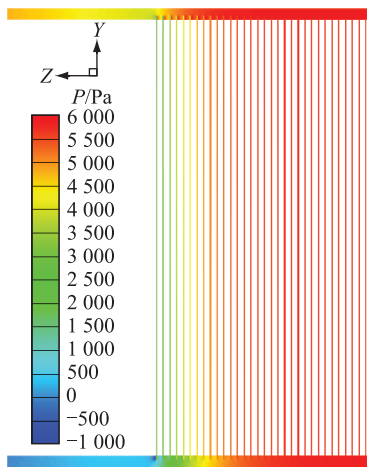


图8 上、下集油管压力云图

Fig.8 Pressure cloud chart of upper and lower oil collecting pipes

相关资质的单位进行散热性能试验。该试验由加热电源、硅整流器、密封泵、预热器、涡轮流量计、稳压器、调节阀等组成。按照行业规范标准,强迫油循环下散热器平均进油温度  $T_1$  与环境温度  $T_0$  差值应稳定在 40 K,自冷循环差值稳定在 50 K。油流量  $Q_y$  选取 45  $\text{m}^3/\text{h}$ , 50  $\text{m}^3/\text{h}$ , 55  $\text{m}^3/\text{h}$ , 60  $\text{m}^3/\text{h}$  和 65  $\text{m}^3/\text{h}$ ,分别计算不同油流量下片式散热器的散热性能。试验示意如图 9 和图 10 所示。

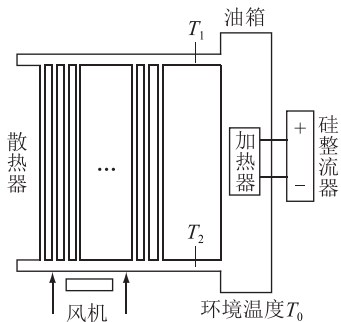


图9 自然循环下散热性能试验示意

Fig.9 Schematic diagram of heat dissipation performance experimental under oil natural circulation

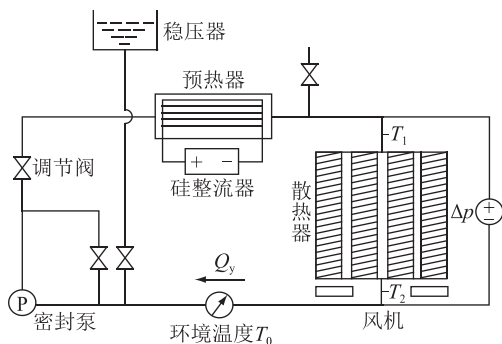


图10 强迫循环下散热性能试验示意

Fig.10 Schematic diagram of heat dissipation performance experimental under oil forced circulation

### 3.2 散热性能试验结果

表 3 为自然循环下自冷、风冷散热性能试验结果,表 4 为强迫循环下风冷散热性能试验结果。其中,  $P_1$  为加热总功率;  $P_2$  为油箱本体散热功率;  $Q_y$  为油流量;  $P_{40}$  为  $(T_1 - T_0) = 40 \text{ K}$  时的散热容量,即:

$$P_{40} = hS_f(T_w + T_0) \quad (7)$$

式中:  $h$  为换热系数;  $S_f$  为有效散热面积;  $T_w$  为散热器表面温度。

表 3 自然循环下自冷、风冷散热性能试验结果

Table 3 Experimental results of heat dissipation performance under ONAN and ONAF

冷却方式	$T_1/\text{K}$	$T_2/\text{K}$	$T_0/\text{K}$	$P_1/\text{kW}$	$P_2/\text{kW}$	$C$
自冷	335.47	314.65	285.73	79.2	2.0	0.379
风冷(底吹)	334.58	303.11	285.21	160.6	1.7	0.209

表 4 强迫循环条件下风冷散热性能试验结果

Table 4 Experimental results of heat dissipation performance under OFAF

参数	油流量 $Q_y/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$				
	45	50	55	60	65
$T_1/\text{K}$	328.99	328.74	329.30	330.93	307.77
$T_2/\text{K}$	320.60	321.15	322.30	324.33	324.70
$T_0/\text{K}$	288.80	288.83	289.28	290.10	290.35
$P_0/\text{kW}$	185.3	186.4	189.0	194.7	194.1
$P_{40}/\text{kW}$	184.4	186.8	188.9	190.7	192.1
$C$	0.198 00	0.197 72	0.197 74	0.198 40	0.198 20
$\Delta p/\text{kPa}$	4.8	5.7	6.7	7.8	8.8

由表 3 可知,自冷方式下的片式散热器出口油温相对于底吹风冷的方式明显高出 11.54 K,自冷方式平均油温升系数较风冷底吹方式高出 0.17。

### 3.3 试验与模拟结果对比分析

根据前文所述评价指标,将试验结果与数值模拟仿真结果进行对比分析。图 11 为自然循环条件下自冷和风冷(底吹)2 种工况下的出口平均油温数值模拟与实验结果对比。

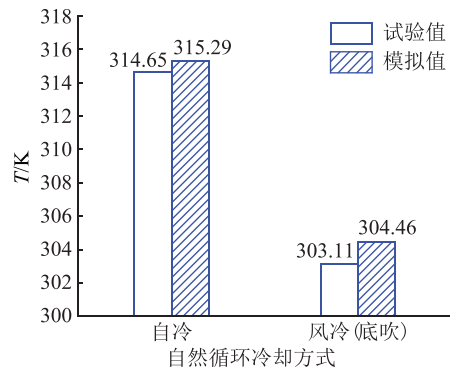


图 11 自然循环下出口平均温度对比

Fig.11 Comparison of oil outlet average temperature under oil natural circulation

由图 11 可知,采用风冷(底吹)散热的散热性能较高,模拟及试验出口平均油温温差相比于自冷散热低出约为 12 K。这是因为采用风冷(底吹)散热时,风扇进行强制对流,增大了散热器表面对空气的换热系数,换热性能明显改善。

衡量油浸式变压器用片式散热器的性能可以用散热量、风侧阻力及油流阻力 3 种指标来衡量。由于本试验固定风机,风速不变,油流量的改变对风侧阻力影响可以忽略。

为了研究强迫循环下散热器的散热性能,分析了 5 种不同油流量下的散热性能,其出口平均油温如图 12 所示。对于强制循环的每一流量值,需测出散热器的散热功率  $P$  及对应流量下的油流阻力  $\Delta p$ ,散热容量及油流阻力对比如图 13 所示。

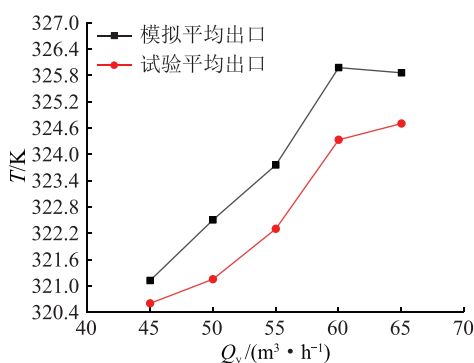


图 12 强迫循环下出口平均温度对比

Fig.12 Comparison of oil outlet average temperature under oil forced circulation

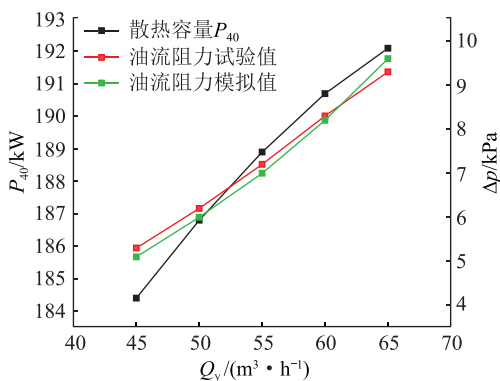


图 13 强迫循环下散热容量  $P_{40}$  及油流阻力  $\Delta p$  对比

Fig.13 Comparison of  $P_{40}$  and  $\Delta p$  under oil forced circulation

由图 12 可见,随着油流量的增加,出口平均油温逐渐增大,油流量从  $45 \text{ m}^3/\text{h}$  增加到  $65 \text{ m}^3/\text{h}$  时,数值模拟结果  $T_2$  上升了 5.7 K,试验结果上升了 4.1 K。这是由于油流量增加,变压器油在散热器内的循环次数增加,单位时间内变压器油的散热量减少,使得进出口油温差降低。

流体力学中,流体的流程阻力与流速的平方成比例关系。由图 13 可知,油流阻力随着油流量增大而增大。流量较小时,散热器内摩擦阻力小,随着流量增大,在流动过程中变压器油雷诺数增加,散热片对油流的扰动作用增强,使得沿程阻力损失增大,导致进出口的压降随之增大。同时,由于油流量增加,油流速增大,单位时间内散热器与空气侧的热交换量及油侧散热量增大,油侧散热容量  $P_{40}$  由  $45 \text{ m}^3/\text{h}$  的 184.4 kW 增加到  $65 \text{ m}^3/\text{h}$  的 192.1 kW,可以看出片式散热器的散热性能随着油流量的增加而增强。

图 14 为强迫循环下的平均油温升系数对比图。由图 14 可知,强迫循环条件下随着油流量的增加,平均油温升系数虽有所波动,但是可以认为基本保持不变。自然循环条件下,自冷散热平均油温升系数模拟值为 0.382,试验值为 0.379;风冷(底吹)散热平均油温升系数模拟值为 0.183,试验值为 0.209。自冷散热的试验值和模拟值相对于风冷散热分别降低了约 0.17 和 0.2,说明风冷散热能有效提升自然循环下散热器的散热性能。

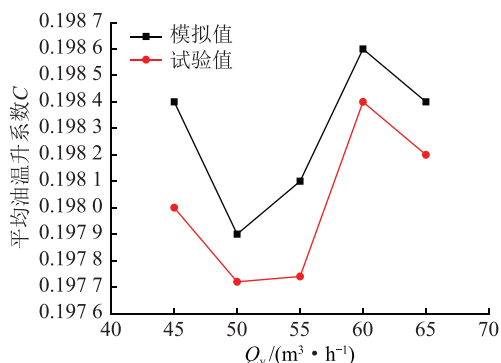


图 14 强迫循环下平均油温升系数对比

Fig.14 Comparison of  $C$  under oil forced circulation

由数值模拟自然循环及强迫循环 5 种不同油流量下得到的出口油温、油流阻力及平均油温升系数与试验值误差比较,如表 5 所示。

表 5 各工况下模拟值与试验值误差

Table 5 Error between simulated value and test value under various operating conditions

冷却条件	工况	$T_2$ 误差/%	$\Delta p$ 误差/%	$C$ 误差/%
自然循环	自冷	1.55		0.79
	风冷(底吹)	4.13		2.87
强迫循环	45	1.10	4.17	0.20
	50	2.81	3.51	0.10
	55	2.95	2.99	0.20
	60	3.21	1.28	0.10
	65	2.24	3.41	0.12

产生误差主要是因为建模时作了适当简化,模型的选取、边界条件设置等参数存在一定误差。由表5比较分析误差值可知,试验检测得到的自然循环下平均出口油温 $T_2$ 与数值模拟仿真得到的温度最大相对误差为4.13%;平均油温升系数 $C$ 最大误差为2.87%;强迫循环下平均出口油温 $T_2$ 与数值模拟仿真得到的温度最大相对误差为3.21%;油流阻力 $\Delta p$ 最大误差为4.17%;平均油温升系数 $C$ 最大误差为0.20%。数值模拟结果与试验值比较符合。

#### 4 结论

文中以某典型产品的片式散热器为研究对象,通过SolidWorks建立实物模型,并构建数值计算模型,利用Fluent数值模拟的方法分析该型片式散热器在自然油循环和强迫油循环条件下的散热性能。试验验证了该模型的可靠性,得到了该型散热器不同油流量下的油流阻力及平均油温升系数的关系。具体结论如下:

(1) 将数值模拟结果与散热器的散热性能试验结果进行对比分析,结果基本吻合。说明文中所建立的变压器用片式散热器CFD模型较为合理,可以用于后期散热器的散热设计研究,减少研究成本,缩短研究周期。

(2) 对于自然循环条件下的该型片式散热器,当流量一定时,相对于自冷散热,风冷(底吹)散热的散热效果明显,平均油温升系数相对于自冷散热降低了约0.17,温度降幅可达约12 K。

(3) 强迫循环条件下的该型片式散热器随着油流量增大,油流阻力增加,平均油温升系数基本保持不变,散热量增加,散热性能增强。

#### 参考文献:

- [1] 刘国坚,王丰华. 树脂浇注干式变压器温度场分布的计算分析[J]. 高压电器,2016,52(8):83-89.  
LIU Guojian, WANG Fenghua. Analysis of temperature field distribution of resin-cast dry-type transformers[J]. High Voltage Apparatus, 2016, 52(8): 83-89.
- [2] 陆云才,张将,蔚超,等. 腐蚀性硫化物对绝缘绕组局部放电特性的影响[J]. 电力工程技术,2018,37(5):75-80.  
LU Yucai, ZHANG Jiang, WEI Chao, et al. Influence of corrosive sulfide on partial discharge characteristics of insulation winding[J]. Electric Power Engineering Technology, 2018, 37(5): 75-80.
- [3] 叶翔,黄素逸,张卫星,等. 片式散热器散热能力的研究[J]. 变压器,2007,44(6):65-68.  
YE Xiang, HUANG Suyi, ZHANG Weixing, et al. Research of ability to remove heat in panel type radiator[J]. Transformer, 2007, 44(6): 65-68.

- [4] 陈书敏,石玉美. 油浸式变压器用散热器温度场数值模拟[J]. 变压器,2010,47(7):52-55.  
CHEN Shumin, SHI Yumei. Numerical simulation of temperature field in radiator for oil-immersed transformer[J]. Transformer, 2010, 47(7): 52-55.
- [5] 张霞,王秀春,郭晓霞. 片式散热器各通道流量分布与散热能力CFD分析[J]. 变压器,2011,48(3):62-66.  
ZHANG Xia, WANG Xiuchun, GUO Xiaoxia. CFD analysis of channels flow distribution and radiating power of panel type radiator[J]. Transformer, 2011, 48(3): 62-66.
- [6] 毛士飞,王秀春,王碧霄,等. 片式散热器外部扰流结构的实验研究[J]. 变压器,2011,48(2):45-48.  
MAO Shifei, WANG Xiuchun, WANG Bixiao, et al. Experimental research on external circumferential flow of panel type radiator[J]. Transformer, 2011, 48(2): 45-48.
- [7] ANISHEK S, SONY R, KUMARC J J, et al. Performance analysis and optimization of an oil natural air natural power transformer radiator[J]. Procedia Technology, 2016(24): 428-435.
- [8] WEINLADER A, WU W, TENBOLEN S. Prediction of the oil flow distribution in oil-immersed transformer windings by network modeling and computational fluid dynamics[J]. Electric Power Applications, 2012, 6(2): 82-89.
- [9] WAKIL N E, CHERECHES N C, PADET J. Numerical study of heat transfer and fluid flow in a power transformer[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(6): 615-626.
- [10] PARAMANE S B, VEKEN W V D, SHARMA A. A coupled internal-external flow and conjugate heat transfer simulations and experiments on radiators of a transformer[J]. Applied Thermal Engineering, 2016(103): 961-970.
- [11] 邢云龙. 油浸式变压器用片式散热器结构优化数值计算研究[D]. 长春:吉林大学,2014.  
XING Yunlong. Structure optimization and numerical calculation study of panel type radiators on power transformers[D]. Changchun: Jilin University, 2014.
- [12] 邵志伟,黄亚继,张强,等. 片式散热器散热特性的数值研究[J]. 华东电力,2014,42(2):431-434.  
SHAO Zhiwei, HUANG Yaji, ZHANG Qiang, et al. Numerical study on heat dissipation behaviors of panel type radiator[J]. East China Electric Power, 2014, 42(2): 431-434.
- [13] 翟茜. 大型变压器片式散热器散热效率分析与研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2019.  
ZHAI Qian. Analysis and research on heat dissipation efficiency of large transformer plate radiator[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2019.
- [14] 敖明,郝德智,石红蕾,等. 变压器片式散热器结构优化计算与分析[J]. 变压器,2014,51(12):36-38.  
AO Ming, HAO Dezhi, SHI Honglei, et al. Optimal calculation and analysis of structure of panel type radiator in transformer[J]. Transformer, 2014, 51(12): 36-38.
- [15] 王强. 三角锥型纵向涡发生器强化油浸式变压器散热数值研究[D]. 济南:山东建筑大学,2013.  
WANG Qiang. Performance analysis of triangular pyramid lon-

itudinal vortex generators to strengthen the oil-immersed transformer heat dissipation [D]. Jinan: Shandong Jianzhu University, 2013.

[16] GARELLI L, RODRIGUEZ G R, DORELLA J J, et al. Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019(137): 64-74.

[17] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用 [M]. 北京:清华大学出版社, 2004.  
WANG Fujun. Computational fluid dynamics analysis—principle and application of CFD software [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.

[18] 李大建. 油浸式变压器温度场分析与油流对内部温升影响因素研究 [D]. 成都:西南交通大学, 2013.  
LI Dajian. Research on temperature field of oil-immersed transformer and fluid influencing on temperature rise [D]. Cheng-

du; Southwest Jiaotong University, 2013.

[19] 变压器用片式散热器: JB/T5347—2013 [S]. 北京:机械工业出版社, 2013.  
Panel-type radiators for transformers: JB/T5347—2013 [S]. Beijing: China Machine Press, 2013.

作者简介:



徐天光

徐天光(1993),男,硕士,助理工程师,从事电力变压器热管理技术研究工作(E-mail: 1049947616@qq.com);

王永庆(1973),男,硕士,教授级高级工程师,从事动力机械及工程、电网功率与频率、电力市场与发电计划的科技与试验研究工作;

朱超(1988),男,博士,工程师,从事动力机械及工程、电网功率与频率、电力市场与发电计划的科技与试验研究工作。

## Numerical simulation and experimental study on heat transfer performance of panel-type radiators for transformers

XU Tianguang<sup>1,2</sup>, WANG Yongqing<sup>1</sup>, ZHU Chao<sup>1</sup>, ZHANG Yong<sup>2</sup>, MA Yulong<sup>1,2</sup>, ZHAO Jia<sup>1</sup>

(1. State Grid Shaanxi Electric Power Company Research Institute, Xi'an 710100, China;

2. College of Mechanical & Electrical Engineering, Shaanxi University of Science & Technology, Xi'an 710021, China)

**Abstract:** Overheating of the transformer reduces the service life of the transformer. In order to analyze the heat dissipation performance of panel-typed radiators, a typical product of the panel-type radiator is taken as the research object. A method combining Fluent numerical simulation research with experimental verification is used. The heat dissipation performance of radiator under oil natural circulation and oil forced circulation conditions is studied. Oil flow resistance and oil average temperature rising coefficient are used to evaluate heat dissipation performance of radiators. The results show that when the oil flow rate is constant, the oil average temperature rising coefficient of air forced cooling is reduced by 0.17 than air natural cooling and better in heat dissipation under oil natural circulation. In oil forced circulation, within the range of oil flow 45 m<sup>3</sup>/h to 65 m<sup>3</sup>/h, when the oil flow rate is increased, the oil flow resistance is increased by 4 kPa, the oil average temperature rising coefficient remains basically unchanged, about 0.198, the heat dissipation of radiator is increased about 8.8 kW, the heat dissipation performance of panel-type radiator is increased. The results provide guidance for the optimal design of the fin radiator.

**Keywords:** transformer; panel-type radiator; heat dissipation performance; numerical simulation; heat dissipation experimental

(编辑 钱悦)