変圧器円板巻線の強制冷却時の油流特性

正員 山口 雅 教 (日 立)

正員 熊 坂 隆 夫 (日 立)

正員 乾 芳 彰 (日 立)

正員 堤 泰 行 (日 立)

1. ま え が き

変圧器の高電圧大容量化に伴い絶縁厚さおよび発熱量が増大し、熱劣化の防止および冷却性能向上のためには巻線温度上昇を精度よく計算する必要がある。そのため最も重要な課題の一つは巻線の油流特性の把握である。

円板巻線は高さ方向にいくつかのブロックにわけられ、これをジグザグに流れる油流により冷却されるため、円板巻線の冷却特性はブロックの油流特性により決められる。ブロックの油流特性を決める主要因としては垂直油道厚さ、水平油道高さ、ブロックのコイル数、流量および油温度などがあげられる。伊奈氏⁽¹⁾はこれらのうち流量およびブロックのコイル数が、油流分布および圧力損失に及ぼす影響を実験および計算により調べている。しかし、垂直油道厚さ、水平油道高さおよびブロックのコイル数が多くなった場合のコイル数などが油流特性に及ぼす影響は明らかにされておらず、更にブロックの冷却効果を表す一つの指標と考えられるブロック内の偏流率に対して、各構造諸元がどのような影響を及ぼすかについて調べたものはなかった。本研究はこれらの点を実験および計算により調べたものである。

2. 油流計算法および流速の測定

〈2・1〉 油流回路と計算方法 円板巻線をもつ変圧器は概略第1図のような構造である。鉄心のまわり

第1図 変圧器概略構造図

Fig. 1. The structure of a transformer.

び外径側には絶縁と冷却とを兼ねた絶縁筒が配置されている。冷却油は配管から巻線下部油道に入り、ここから高压巻線および低压巻線に流れ込む。巻線内の油道は巻線と絶縁筒とにより形成される垂直油道と各コイル間に形成される水平油道であり、強制冷却変圧器では一定個数のコイルごとに油流案内板により内側、外側の垂直油道を交互に閉塞することにより、巻線内にジグザグの油流路を形成している。油流案内板により分割された各ブロック内の油流分布は他のブロックの油流の影響をうけることなく、各々独立であると考えられる。従って、円板巻線の油流特性を把握するためにはブロックの油流特性が明らかになっていればよ

Oil Flow Characteristics of Disc Winding of Transformer. By Masanori Yamaguchi, Member, Tahao Kumasaka, Member Yoshiaki Inui, Member & Yasuyuki Tsutsumi, Member (Hitachi Research Laboratory, Hitachi Ltd)

山口雅教: 正員, 日立製作所
熊坂隆夫: 正員, 日立製作所
乾 芳彰: 正員, 日立製作所
堤 泰行: 正員, 日立製作所

第2図 ブロック内の油流
Fig. 2. Oil flow in a block.

第3図 ブロックを模擬した油流回路
Fig. 3. The circuit which simulate the oil flow in a block.

い。ブロック内の油流の状態を第2図に示す。ブロック入口から流入した油は垂直油道の各部分で分岐、合流を繰返して出口に達する。このような油流は第3図に示すような油流回路を用いて計算することができる。図において①, ②は入口側から*i*番目の分岐、合流点を表わしている。また①と②とを結ぶブリッジ部分は水平油道に相当する部分である。ブロック入口から流入した油が油流回路の左辺に沿って進行し、*i*番目のブリッジ部分を通り右辺に流れ込み矢印に沿って出口に達する流路を*i*番目の径路と名付けると、第3図においては(*N*+1)個の径路がある。各ブリッジを矢印の方向に向う流量を正の流量 $Q_1, Q_2, \dots, Q_{N+1}$ とすれば、左辺および右辺の垂直油道各部分における流量はそれらの和または差として定まる。これら各部分の流

量を $Q_{11}, Q_{12}, \dots, Q_{1i}, \dots, Q_{21}, Q_{22}, Q_{2i}, \dots$ と表し(但し、添字1*i*, 2*i*は管摩擦損失 R_{1i}, R_{2i} の添字に対応している)、この流量を各垂直油道の断面積で除した流速を $v_{11}, v_{12}, \dots, v_{1i}, \dots, v_{21}, v_{22}, \dots, v_{2i}, \dots$ と表す。各部分における油流の方向が全て第3図に示されているような方向である場合、*i*番目の径路の圧力損失 H_i は一般に(1)式のように表わされる(単位はMKS)

$$H_i = \sum_{j=1}^{i-1} \lambda_{1j} \frac{l_j}{D_{11}} \frac{\gamma}{2g} v_{1j}^2 + \lambda_i \frac{l}{D_i} \frac{\gamma}{2g} v_i^2 + \sum_{j=i}^N \lambda_{2j} \frac{l_j}{D_{22}} \frac{\gamma}{2g} v_{2j}^2 + \zeta_{1i-1} \frac{\gamma}{2g} v_{1i-1}^2 + \zeta_{2i-1} \frac{\gamma}{2g} v_{2i-1}^2 \dots (1)$$

(但し、 $\lambda_{1j}, \lambda_{2j}$: 左辺および右辺の垂直油道各部分における管摩擦損失係数、 λ_i : *i*番目の水平油道の管摩擦損失係数、 D_{1j}, D_{2j} : 左辺および右辺の垂直油道の水力直径、 D_i : *i*番目の水平油道の水力直径、 l_j : *j*番目の分岐点から*j*+1番目の分岐点までの距離、 l : 水平油道長さ、 v_{1j}, v_{2j} : 左辺および右辺の垂直油道各部分の流速、 v_i : 水平油道の流速、 γ : 油の比重、 g : 重力加速度、 ζ_{1i}, ζ_{2i} : 左辺および右辺の垂直油道各部分の分岐、合流損失係数)⁽²⁾

上式において第1項は左辺の垂直油道の管摩擦損失、第2項は水平油道の管摩擦損失、第3項は右辺の垂直油道の管摩擦損失、第4項は垂直油道から水平油道への分岐損失、第5項は水平油道から垂直油道への合流損失を表わしている。管摩擦損失係数の一例を付第1図に示す。分岐合流損失係数としては佐藤氏のデータ⁽²⁾を用いた。

(1)式において、流路各部分の流れの方向は第3図の矢印の方向としたが、流量の増大、構造諸先の変化などにより、水平油道の油流分布の偏りが増大し、一部の水平油道では負方向の流れも起り得る。このような場合、①および②における圧力損失を計算するため、これらの点における流れ方向のパターンを第4図のように分類した。各パターンで考慮すべき圧力損失を第1表に示す。

以上で*i*番目の径路に対する圧力損失 H_i が求められた。次に $H_1 \sim H_{N+1}$ までの各径路に対する圧力損失が等しいこと、および全流量 Q が与えられていることから(2)式および(3)式が成立する。

$$H_1 = H_2 = H_3 = \dots = H_{N+1} \dots (2)$$

$$Q = \sum_{i=1}^{N+1} Q_i \dots (3)$$

第 4 図 分岐，合流点の流れパターン

Fig. 4. Patterns of oil flow direction at the point of branch or confluence.

第 1 表 第 4 図の各流れパターンに対する
圧力損失Table 1. Method of pressure loss calculation
for each flow pattern in Fig. 4.

No.	圧 力 損 失 計 算 法	
	A→C	B→C (合流側), A→B (分岐側)
1	本管合流損失	支管合流損失
2	一 T 字分岐損失 (B→A) + T 字分岐損失 (B→C)	T 字分岐損失
3	一本管合流損失	支管合流損失 - 本管合流損失
4	本管分岐損失	一支管分岐損失 + 本管分岐損失
5	T 字合流損失 (A→B) - T 字合流損失 (C→B)	- T 字合流損失 (C→B)
6	一本管分岐損失	一支管分岐損失
7	本管分岐損失	支管分岐損失
8	本管合流損失	本管合流損失 - 支管合流損失

(2) 式および (3) 式から $(N+1)$ 個の等式が得られる。一方 (2) 式, (3) 式における未知数の数は $Q_1, Q_2, \dots, Q_{N+1}$ の $(N+1)$ 個である。よって, (2) 式, (3) 式を連立させて $Q_1 Q_2 \dots Q_{N+1}$ を求めることができる。

上式を計算機を用いて解く場合は次のようにして解を求めた。適当な初期値 $Q_1^{(0)}, Q_2^{(0)}, \dots, Q_{N+1}^{(0)}$ から出発し, 繰返し計算により得られた k 回目の計算値を $Q_1^{(k)}, Q_2^{(k)}, \dots, Q_{N+1}^{(k)}$ とする。この値をもとに (1) 式から得られる各径路の圧力損失 $H_1^{(k)}, H_2^{(k)}, H_{N+1}^{(k)}$ を求め, (4) 式のように $\sqrt{H^{(k)}}$ を定義する。一方, $Q_1, Q_2, \dots, Q_{N+1}$ の平均値 $\bar{Q}$ は (5) 式で定義される。

$$\sqrt{H^{(k)}} = \sum_{i=1}^{N+1} \varepsilon_i \sqrt{|H_i^{(k)}|} / (N+1) \quad \dots (4)$$

$$\bar{Q} = \sum_{i=1}^{N+1} Q_i^{(k)} / (N+1) \quad \dots (5)$$

(但し, $\varepsilon_i = 1 (H_i \geq 0), \varepsilon_i = -1 (H_i < 0)$)

(4) 式において $\sqrt{|H_i^{(k)}|}$ をとった理由は強制送油領域では圧力損失は流量のほぼ 2 乗に比例することが知られており, 流量の補正に用いられる $\sqrt{H^{(k)}}$ は圧力損失の 1/2 乗で変動する方がよいと考えたためである。

次に (2) 式に示されるようにどの径路についても入口から出口までの圧力損失が等しくなるという条件を満たすため (6) 式に従って平均値 $\sqrt{H^{(k)}}$ よりも $\varepsilon_i \sqrt{|H_i^{(k)}|}$ が大きい径路については流量 Q_i を減少させ, 小さいものについては Q_i を増大させる。

$$Q_i^{(k+1)} = Q_i^{(k)} - \frac{1}{C^{(k)}} \bar{Q} \times \left(\frac{\varepsilon_i \sqrt{|H_i^{(k)}|} - \sqrt{H^{(k)}}}{\sqrt{H^{(k)}}} \right) \dots (6)$$

上式において $\bar{Q}$ は単に定数 $C^{(k)}$ を無次元にするために入れたものである。定数 $C^{(k)}$ は計算を収束させるために入れた数であり (7) 式, (8) 式のように与えた。

$$\Delta Q_i^{(k)} = \bar{Q} \left(\frac{\varepsilon_i \sqrt{|H_i^{(k)}|} - \sqrt{H^{(k)}}}{\sqrt{H^{(k)}}} \right) \dots (7)$$

$$C^{(k)} = \max_{i=1, N+1} \left(\left| \frac{\Delta Q_i^{(k)}}{Q_i^{(k)}} \right| + 1 \right) \dots (8)$$

(8) 式の意味は流量の修正量を前回の流量の計算値より小さくすることにより発散を防止したものである。

(6) ~ (8) 式に従って流量の修正を繰返し $H_1^{(k)}, H_2^{(k)}, \dots, H_{N+1}^{(k)}$ が (9) 式に示すような範囲に入った場合に計算収束とした。

$$(N+1) \left| \max_{i=1, N+1} H_i^{(k)} - \min_{i=1, N+1} H_i^{(k)} \right| / \sum_{i=1, N+1} H_i^{(k)} < 0.05 \quad \dots (9)$$

〈2.2〉 実験装置および実験方法

実験装置全体の構造を第 5 図に示す。系全体は巻線モデル部分, ポンプ, 流量計, 油タンクなどから構成されており, ポンプは 1,500 l/min のうず巻ポンプ, 流量計はオーバ

第 5 図 実験装置概略図

Fig. 5. The experimental apparatus.

Fig. 6. The structure of the model.

ル形流量計を用い、油タンクは外部から蒸気配管により油を加熱できるような構造となっている。巻線部分は全コイル数 160 個で、これを実験条件により適当な数のブロックに分割した。

第 6 図に巻線部分の詳細構造を示す。図は 1 ブロックのコイル数が 16 個の場合を示しており、巻線部の幅 173 mm、1 ブロックの長さはコイル数 16 個の時 315 mm である。その断面は巻線の垂直油道スペーサ

第 8 図 熱パルス法による流速測定例

Fig. 8. An example of the oscillograph of the thermal pulse velocimeter.

で分割される円周方向の一つのブロックを模擬している。実際の変圧器では断面図の垂直油道部分はコイルの内径および外径に対応する曲率をもっているが、その半径は十分大きいので、モデルの垂直油道は長方形断面とし、コイルの内径側と外径側とで、その幅 (b_1, b_2) を変えた。

流速の測定は熱パルス法を用いて行なった。模擬コイル間に熱パルス流速計をとりつけた状態を第 7 図 (a) に示す。熱パルス法は流れの上流側に熱線をおき、これにパルス電流を流してパルスの発熱させ、これにより温められた油が下流側に一定距離をおかれた 2 個のサーミスタに到達する時間差 Δt を測定することにより流速を求める方法である⁽³⁾。サーミスタによる温油到達の感知は第 7 図 (b) に示すようなサーミスタを組み込んだブリッジ回路の不平衡から検出した。熱線としてはタングステン線または白金線を用いた。タングステン線は線が強く取扱にくい欠点はあるが融点が高く発熱量を大きくすることができ、流速の速い油道の流速測定に適している。一方、白金線は融点は低いが工作が容易であり、流速の遅い油道用の熱線として適している。

測定波形の一例を第 8 図に示す。この波形から得られた流速と油道内の平均流速との関係を校正するため、第 9 図 (a) に示すような流路をもつ校正装置を用

Fig. 7. Thermal pulse velocimeter and its detection circuit.

第 9 図

熱パルス流速計の
校正装置および校
正曲線

Fig. 9. The method and the result of calibration of thermal pulse velocimeter.

いた。この装置は第 6 図の巻線モデルとほぼ同様の油道構成であるが、熱パルス流速計を取り付けた油道は、流量が測定できるように分離されているところに特徴がある。これを用いて熱パルス流速計から得られる流速値を流量と油道断面積から得られる平均流速により校正した。校正結果を第 9 図(b)に示す。図より流速 40 cm/s 程度までは熱パルス流速計による測定値と平均流速とはよく一致しているが、これ以上になると熱パルス流速計による測定値にはばらつきが出てくる。この流速の速い部分のばらつきによる誤差を小さくするため、校正装置およびモデルでの流速測定は 10 回程度行ないその平均値の流速を用いた。

圧力損失の測定はブロック入口部分および出口部分にけた静圧測定孔の静圧を測定することにより求めた。

3. 実験結果と計算結果との比較および

円板巻線の油流特性

〈3・1〉 実験結果と計算結果との比較 実験はブロック内のコイル数、水平油道高さ、流量などを変化させて油流分布および圧力損失を測定した。流速分布の測定結果と計算結果との比較を第 10 図および第 11 図に示す。第 10 図はコイル数 8 個のブロックに対して流量を 50 l/min、75 l/min と変化した場合であり、第 11 図はコイル数 16 個のブロックに対して流量を 50 l/min、75 l/min と変化した場合である。実験値と計算値とはよく一致していることが判る。出口側の水平油道で流速が低下しているのは、この油道が狭く、この油道での管摩擦損失および水平油道から垂直油道への合流損失が大きくなるためである。

第 12 図よりブロックの圧力損失は流量のほぼ 2 乗に比例して増大すること、第 13 図より水平油道高さおよびコイル高さ一定でブロック内のコイル数を変動

第 10 図 流速分布実測値と計算値との比較

Fig. 10. Comparison between the measured and the calculated result of velocity distribution in a block.

第 11 図 流速分布実測値と計算値との比較

Fig. 11. Comparison between the measured and the calculated result of velocity distribution in a block.

させても圧力損失の変動は小さいことが判る。第 14 図よりコイル高さおよび折流区のコイル数を一定にして

第 12 図 流量-圧力損失特性

Fig. 12. The relation between the pressure loss and the amount of flow rate.

第 13 図 ブロックのコイル数と圧力損失との関係

Fig. 13. The relation between the pressure loss and the number of coil in the block.

水平油道高さを変動させても同様に圧力損失の変動は小さいことが判る。

〈3・2〉 円板巻線の油流特性 以上で円板巻線の油流特性の計算法およびその精度が実用上十分であることが確認できた。

ここでは上記の油流計算プログラムを用いて、各構造諸元がブロック内の油流分布に及ぼす影響を調べた。基準となる巻線構造を仮定し、これら水平油道高さ、垂直油道厚さ、ブロック内のコイル数などを変化させ油流分布の変化を求めた。

(1) 水平油道高さの油流分布に及ぼす影響 プ

第 14 図 水平油道高さとの関係

Fig. 14. The relation between the pressure loss and the height of the horizontal ducts in a block.

第 15 図 水平油道高さを变化させた場合の流速分布の変化

Fig. 15. The relation between the velocity distribution and the height of horizontal ducts in a block.

ブロック内のコイル数、垂直油道厚さ、油温度、流量などを一定に保ち、ブロック内の水平油道高さを全て等しくし、その値を基準値の 0.5 倍から 2 倍まで変化させた場合の油流分布の変化を第 15 図に示す。図より水平油道高さが狭いほど流速分布は均一化すること、水平油道高さを変動しても最大流速の変動は比較的小さいことが判る。この油流分布は垂直油道厚さによっても変化するため、垂直油道厚さとの関連が判るように、第 15 図の $d/d_0=1.0$ と第 16 図の $W/W_0=1.0$ とは同一構造とした。

(2) 垂直油道厚さの油流分布に及ぼす影響 ブロック内のコイル数、水平油道高さ、油温度、流量などを一定に保ち、垂直油道厚さを基準値の 0.5 倍から 2 倍まで変化させた場合の油流分布の変化を第 16 図に示す。図より垂直油道厚さの減少に伴い最大流速が

第 16 図 垂直油道厚さを変化させた場合の流速分布の変化

Fig. 16. The relation between the velocity distribution and the thickness of the vertical ducts in the block.

第 17 図 ブロックのコイル数を変化させた場合の流速分布の変化

Fig. 17. The relation between the velocity distribution and the number of coil in the block.

増大することが判る。これは垂直油道厚さの減少に伴い垂直油道内の流速が増大し、垂直油道から水平油道への分岐損失が大となり、垂直油道内の油流が直進しようとする性質が増大するためである。第 15 図と第 16 図との比較から、ブロック入口付近の低流速部分の流速を増大させるためには、垂直油道厚さを増大させるよりも、水平油道高さを減少させるほうが有効であることが判る。

(3) ブロック内のコイル数の油流分布に及ぼす影響 第 17 図に水平油道高さ、垂直油道厚さ、油温度、流量を一定に保ち、ブロック内のコイル数を 5、10、20 と変化させた場合の油流分布の変化を示す。この場合ブロック内のコイル数の変化に伴いブロック入口から出口までの垂直油道の長さ（第 6 図の l ）が変化している。図よりブロック内のコイル数の増大に伴

い低流速の油道数が増大していること、最大流速も少しずつ減少していることが判る。また、この図から強制送油時の油流特性は入口側垂直油道を直進し、出口側の数個の水平油道を通して出口に達する油流により決められ、ブロック内のコイル数が変化しても、その性質は変わらないことが判る。

(4) 折流区内の偏流率 以上でブロック内の各構造諸元の影響により油流分布がどのように変化するかを明らかにすることができた。変圧器の冷却効率を向上させるためには流れの均一化を図ることが必要であり、そのためにはまずブロック内の最大流速を減少させることが必要となる。そこで、油流分布の偏りの程度を表す一つの指標として(7)式のように偏流率を定義し、ブロック内の諸元に対して、この値がどのように変動するかを調べた。

偏流率 (k) = 最大流速 / 水平油道の平均流速

..... (7)

第 15 図に示されるように水平油道高さの変動に対し、最大流速は大きくは変動せずほぼ一定とみられる。一方水平油道の平均流速は流量および油道数が一定のため水平油道高さに反比例して減少する。従って偏流率は水平油道高さにほぼ比例すると考えられる。第 16 図に示されるように垂直油道厚さの増大にほぼ反比例して減少するが、水平油道の平均流速は一定である。従って偏流率はほぼ垂直油道厚さに反比例していると考えられる。また、第 17 図に示されるようにブロック内のコイル数の増大に反比例して平均流速は減少し、最大流速も徐々に減少する。そこで偏流率はブロック内のコイル数の 1/2 乗に比例していると仮定してみる。以上をまとめ、ブロックの構造諸元と偏流

k : 偏流率, d =水平油道高さ, W : 垂直油道厚さ
 N : ブロックのコイル数, 添字 0: 基準構造,

第 18 図 ブロックの構造諸元と偏流率との関係
Fig. 18. The relation between the degree of ununiformity of the velocity distribution and the dimensions of the block.

率との相関を調べるため横軸に

$$(d/d_0)(N/N_0)^{1/2}/(W/W_0) \dots\dots\dots (8)$$

(但し、 d : 水平油道高さ、 N : ブロックのコイル数、 W : 垂直油道厚さ、添字 0: 基準構造を表す)

をとり、縦軸に基準構造上における偏流率と各構造に対する偏流率との比 (k/k_0) をとり、垂直油道厚さ 7.5~30 mm、水平油道高さ 2.5~10 mm、ブロック内のコイル数 5~20 個、流量 40 l/min~200 l/min の相当広い範囲に対してプロットした結果を第 18 図に示す。縦軸と横軸とはかなりよい相関を示しており、このグラフを用いればブロック内の偏流率は各パラメータに対してどのような傾向をもって変化するかを知ることができる。

4. ま と め

円板巻線の冷却に用いられるジグザグ流路の構成単位となるブロックの油流特性を明らかにし、更に水平油道相互間の偏流の大きさと構造諸元との相関について調べた。得られた結果は次の様に要約される。

(1) ブロック内の水平油道高さおよびコイル数の変化に対する圧力損失の変動は比較的小さい。

(2) ブロック内の偏流の大きさを表す指標として、偏流率 k を $k = \text{最大流速} / \text{平均流速}$ として定義すると、基準構造の偏流率 k_0 に対する偏流率 k/k_0 は $(d/d_0)(N/N_0)^{1/2}/(W/W_0)$ とよい相関を示す。

(但し、 d : 水平油道高さ、 N : ブロックのコイル

数、 W : 垂直油道厚さ、添字 0 は基準構造を表す)

終りに本研究に対し御助言と御指導を賜った日立製作所国分工場 秋丸副技師長、日立研究所 加子泰彦博士機械研究所 中山 恒主管研究員、大黒崇弘研究員、実験において御協力いただいた魚住昇平氏に厚く御礼申し上げます。

(昭和 54 年 5 月 1 日受付, 同 55 年 4 月 14 日再受付)

文 献

- (1) 伊奈・日野・篠原: 三菱電機技報 47, 5, 554 (1973)
- (2) 佐藤: 日本機械学会論文集 (第 2 部) 28, 192, 881 (昭 37-8)
- (3) P. G. Bentley, et al.: *Transaction of Society of Instrument Technology* 783 (1966-9)
- (4) L. J. S. Bradbury, & *J. Fluid Mech.* 49, 4, 657 (1971)
- (5) 久世・満井・武田・鈴木: 明電舎時報 85, 29 (昭 44-4)

付 録

付第 1 図 計算に使用した管摩擦損失係数