

冷却器分散配置型送油風冷式変圧器の温度上昇に 関する一考察

真 流 和 徳*

A Study on the Temperature Rise of Forced Oil Circulated Forced Ventilated Type Transformer with Separately Arranged Coolers

By Kazunori Maryu

Kokubu Branch Works of Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The writer indicates in this article that the relationship between the load and temperature rise of the transformer and the operated number of cooling units can be calculated simply by using coefficients obtained from the experimental results. Here, the relationship is given by the writer as follows:

$$\theta_0' = \frac{1+P^2R}{1+R} \cdot \frac{\{(n-1)+0.2+\alpha\}}{\{n'+0.2(n-n')^{0.8}+\alpha\}} \cdot \theta_0$$

- where
- n : Number of total coolers
 - n' : Number of coolers in actual use
 - α : Ratio between cooling surface of outer casing of transformer and cooling surface per set of cooler
 - R : Ratio between copper and iron losses under rated load operation
 - P : Ratio between optional and rated loading
 - θ_0' : Oil temperature rise at operational loading (when n' sets of coolers are in use)
 - θ_0 : Oil temperature rise at rated loading (when $n-1$ sets of coolers are in use)

Figure 2 gives an example of actual calculation in which the relationship between load and oil temperature rise for a transformer with seven units of coolers is illustrated with the number of operated coolers as a parameter.

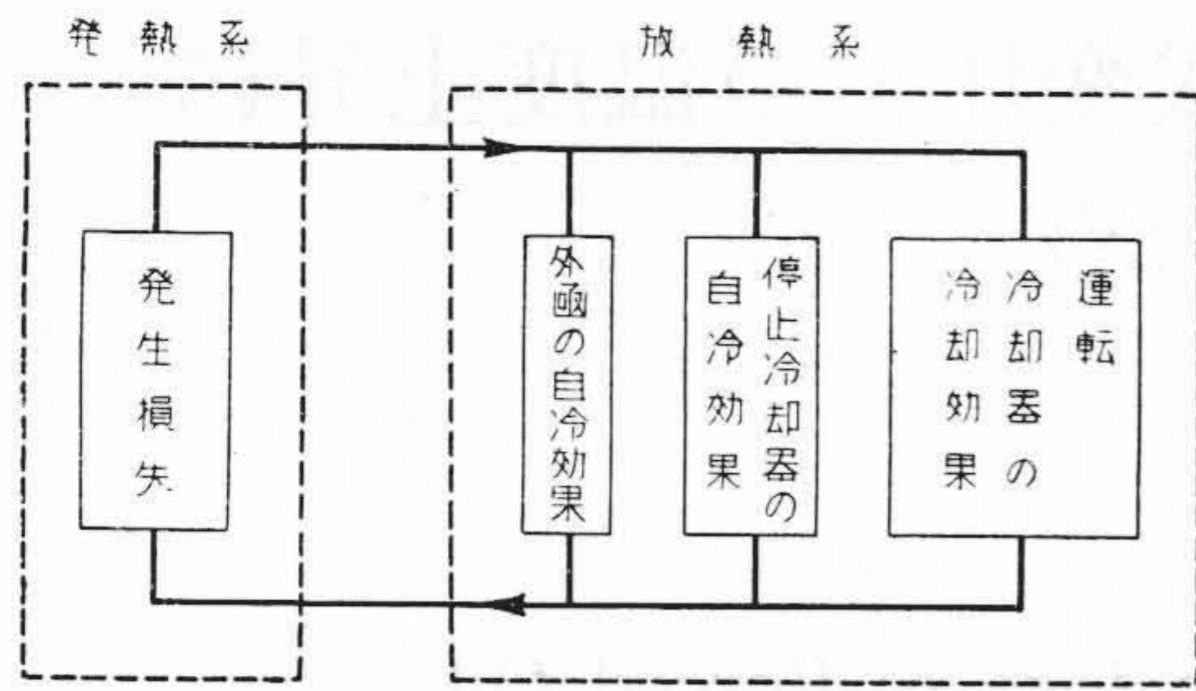
〔I〕 緒 言

近來大容量油入変圧器では自冷式はその影をひそめ、風冷式、送油風冷式または送油水冷式が採用されている。なかんづく送油風冷式変圧器は戦後めざましく発達し、ここ数年来冷却器を数箇の単位冷却器にわけ変圧器の周囲に分散配置し、負荷に応じて冷却器の運転台数を加減し補機損失を合理的に管理するいわゆる冷却器分散配置型送油風冷式変圧器がその主軸をなしている。

日立製作所でもこの種変圧器の開発に努力し、昭和27

* 日立製作所日立国分分工場

年東北電力平変電所納 50,000 kVA 変圧器を嚆矢とし、爾來十数台を納入している。負荷に対する冷却器運転台数の選び方は一般に油の温度上昇が発生損失に比例し冷却器運転台数に逆比例するという単純な考え方にしたがって決定されていた。この方法は停止冷却器の自冷能力を無視しているため安全な方法である。しかし外函および停止冷却器の自冷効果が若干あり一般には停止冷却器の台数が多い程冷却器台数に比例すると仮定した計算油温度上昇値よりも低くなるのが通例である。ポンプの構造を停止時も油の流通を阻害せぬようにすれば停止冷却器の自冷効果をかなりあげることも実験によりたしかめ



第1図 送油風冷式変圧器の熱的等価回路
Fig.1. Thermal Equivalent Circuit of Forced Oil Circulated Forced Ventilated Transformer

られた。筆者は最近の日立送油風冷式変圧器について資料を集め、外函および停止冷却器の自冷効果を含んだ計算式を求めた。この種変圧器運転の一助となれば幸いである。

〔II〕 理 論

送油風冷式変圧器の熱勘定図を簡単にあらわせば第1図のようになる。すなわち発熱損失は変圧器内に生じ、放熱系は運転冷却器の強制放熱および停止冷却器、外函の自冷放熱よりなり、両者の相対的關係によつて油の温度上昇が定まるわけである。しかも運転冷却器台数にしたがつて変圧器内の流速が異なり、外函および停止冷却器の自冷効果も当然異なり、これを熱伝導論的に冷却器運転台数の函数として一意的に解こうとしても非常に困難である。ここでは現在までよく知られている自冷式変圧器および送油式変圧器の温度上昇の關係式を使用し、それらの間に存在する係数を実験的に求めることにより分散型冷却器の低減使用時の油の温度上昇を求めた。まず現在使われている油の温度上昇の關係式から記述してゆく。

(1) 油の温度上昇と損失、冷却面積の關係

変圧器の油の温度上昇と損失、冷却面積との間には一般に下記の關係があることは多数の実験例により定められている。

$$\theta_0 \propto \left(\frac{W_T}{S} \right)^a \dots\dots\dots (1)$$

ただし θ_0 : 油の温度上昇

W_T : 変圧器の発生全損失

S : 有効冷却面積

ここに a は冷却方式により定まる定数で、油入自冷式の場合 $a=0.8$ 、送油風冷式または送油水冷式の場合 $a=1$ と一般に実験的に認められており、筆者らも数多くの試験からこの關係が十分に成立つことを確認している。

(2) 油の温度上昇と損失と使用冷却器台数との關係
冷却効果は

- (a) 完全に運転されている冷却器の冷却効果
- (b) 停止している冷却器の冷却効果
- (c) 外函の冷却効果

と分けて考えることができる。ここで日立送油風冷式冷却器について簡単に説明すればつぎのとおりである。すなわち単位冷却器は数十～数百本のフィン付冷却管と8～12箇のプロペラファンの組合せよりなり、冷却管の中を通る熱油をファンで冷却する構造となつている。なお単位冷却器1台につき1箇の強力な油漬渦巻ポンプが直結されている。

温度上昇の計算式を実用的にするには (a) (b) (c) 三種の冷却効果をどれか一つに換算するのがよい。ここでは (a) の完全に運転されている冷却器1台の冷却効果を単位にとり、(b), (c) を (a) に換算する方法をとつた。

停止冷却の冷却効果 A''

停止冷却器はポンプのランナーの間を自由に油が対流できれば油入自冷式変圧器の放熱器と同様に考えてつぎのごとく換算する。

$$A'' = K(n - n')^{0.8} \dots\dots\dots (2)$$

ただし n : 冷却器全台数

n' : 使用冷却器台数

K : 換算係数

外函の冷却効果 A'''

変圧器の外函は外面は冷却器を通過した風により直接吹かれ内部は強制通油されているので運転されている冷却器と等価と考えることができる。したがつてつぎのように換算できる。

$$A''' = \frac{S'}{S''} = \alpha \dots\dots\dots (3)$$

ただし S' : 外函の有効冷却面積

S'' : 冷却器1台の有効冷却面積

さらに使用冷却器の冷却効果を $A' = n'$ としてあらわせば全冷却効果 A は

$$A = A' + A'' + A''' = n' + K(n - n')^{0.8} + \alpha$$

となり(1)式より油の温度上昇 θ_0' と冷却効果すなわち冷却器運転台数との關係は

$$\theta_0' \propto \frac{W_T}{n' + K(n - n')^{0.8} + \alpha} \dots\dots\dots (4)$$

となる。この式で未知なのは冷却器の構造に關係する定数 K であり、この値は実験例により求めねばならない。例えば筆者らが実験に使用した冷却器は $K=0.2$ であることが判明した。したがつて本文では $K=0.2$ として以後の計算を進めてゆく。

(3) 油の温度上昇の計算式

以上の(1)～(4)式の關係から定格負荷時の油の温度上昇値が実測により判明しておれば任意負荷、任意冷却

第1表 計算値と実測値の比較
Table 1. Measured Data Compared with Calculated Value

例	機器定数	試験時供給損失 (kW)	使用冷却器数 (n')	実測油温度上昇 (°C)	計算油温度上昇 (°C)	差 (°C)
①	n=11+1	366.3	11	15.5	—	—
	α=0.35	200	6	14	13.6	-0.4
	(60~)	100	3	10	10.8	+0.8
②	n=9+1	393	9	26	—	—
	α=0.35	262	6	23	23.7	+0.7
	(50~)	131	3	19	19.3	+0.3
③	n=9+1	383	9	24	—	—
	α=0.38	256	6	23	22	-1
	(50~)	128	3	20	17.9	-2.1
④	n=6+1	309	6	33	—	—
	α=0.36	—	—	—	—	—
	(50~)	162	4	24	23.5	-0.5

器使用時における油の温度上昇は次式によつて求めることができる。

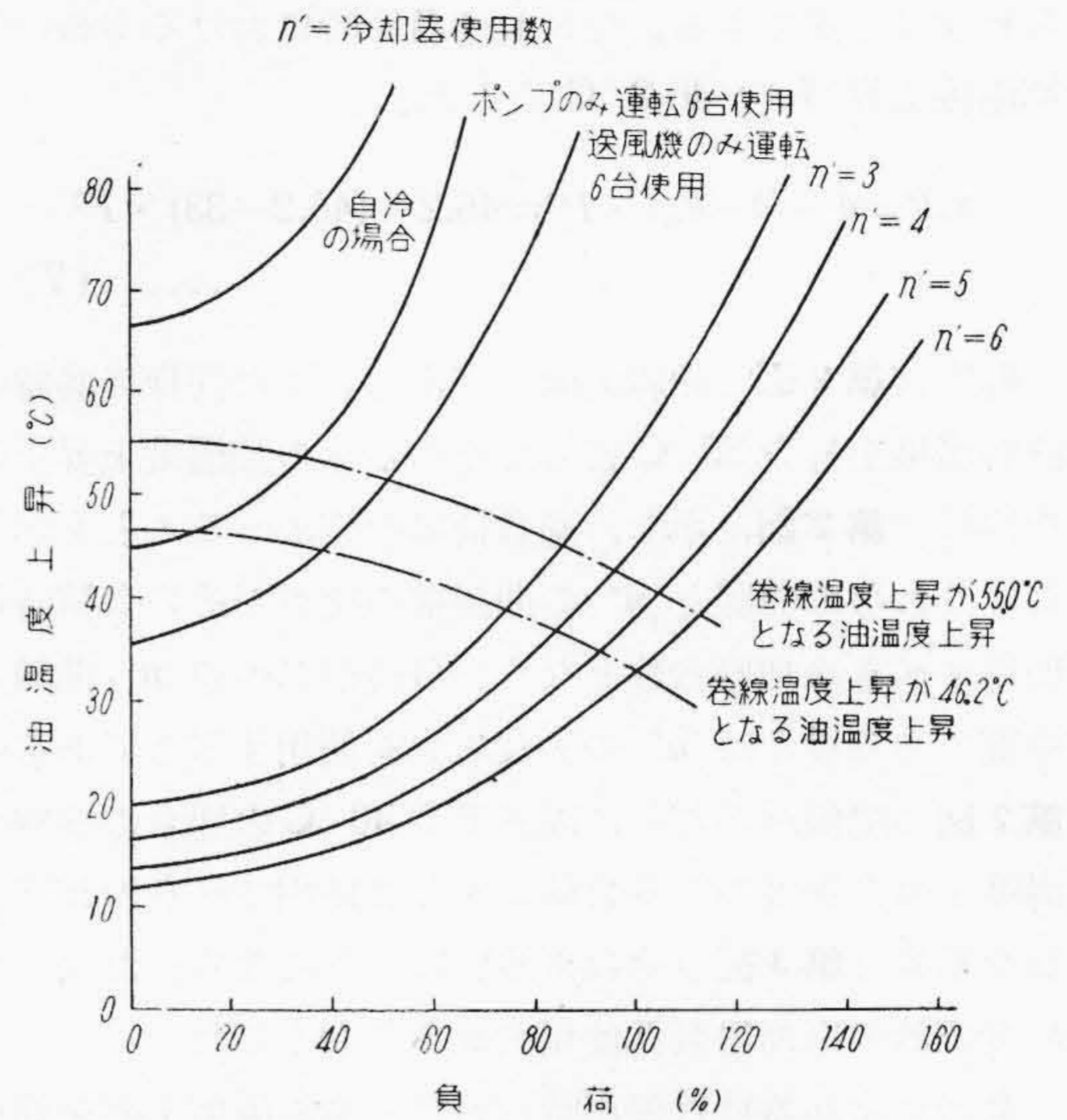
$$\theta_0' = \frac{1+P^2R}{1+R} \cdot \frac{\{(n-1)+0.2+\alpha\}}{\{n'+0.2(n-n')^{0.8}+\alpha\}} \theta_0 \dots (5)$$

- ただし R: 定格時における銅損と鉄損との比
- P: 任意負荷と定格負荷との比
- θ₀: 定格負荷時油温度上昇
(冷却器 n-1 台使用)

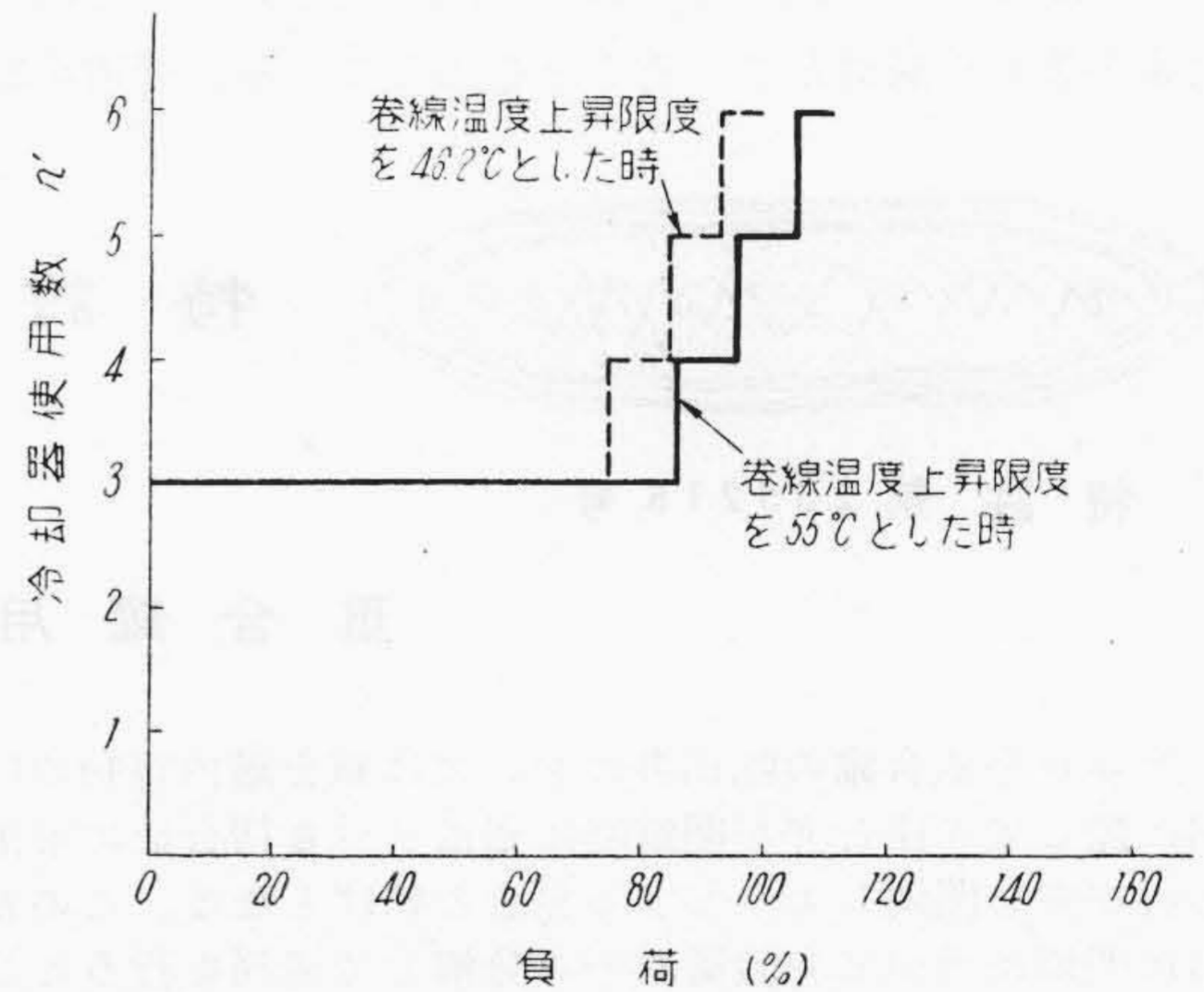
【III】 計算値と実測値の比較および計算式の運用

(5)式を使用して数台の変圧器につき実測油温度上昇と計算値油温度上昇を種々の運転条件について測定比較したのが第1表である。計算値と実測値とが非常によく合致している。すなわち全負荷時における温度上昇その他の条件があきらかであれば任意負荷任意冷却器使用時の油の温度上昇を(5)式で十分推定しうることを示し、負荷に対する冷却器使用数を合理的に定めることができる。(5)式の運用に当つて注意すべきことは使用冷却器台数が0~2などの少ない場合である。この場合は送油式であるという仮定から遠ざかるため誤差が多く使用すべきでない。

各負荷に対する油の温度上昇と冷却器運転台数との関係曲線を書いておけば巻線の温度上昇を許容する範囲内に納めるために運転すべき冷却器台数を直ちに求めることができる。すなわち各冷却器使用時における油の温度上昇と負荷の関係(5)式によつて書き、さらに油と巻線の温度差が送油式変圧器の場合負荷の自乗に比例して変化する関係を利用して各負荷時許容される油の最高温度上昇の曲線を描くことができる。これと前記曲線群と



第2図 送油風冷式変圧器の温度上昇曲線群
Fig. 2. Temperature Rise Curves of Forced Oil Cooled with Forced Air Cooler Transformer



第3図 冷却器使用数と負荷との関係
Fig. 3. Relation between Operating Cooler Units and Load

の交点はその負荷における運転すべき冷却器の最小限度となる。

たとえば

$$n=6+1, \alpha=0.36, R=1.76$$

θ₀=33°C という変圧器について計算してみる。

$$\theta_0' = \frac{1+P^2 \cdot 1.76}{1+1.76} \times \frac{\{6+0.2+0.36\}}{\{n'+0.2(7-n')^{0.8}+0.36\}} \times 33 \dots (6)$$

となる。n'=3~6の場合の油温度上昇と負荷との関係を第2図の曲線で示した。任意負荷時における巻線温度上昇を100%負荷時と同一となるごとく制限すれば各負荷時に許容すべき油の最高温度上昇θ₀'はつぎのよう

らわすことができる。ただし全負荷時における巻線の最高温度上昇 θ を 46.2°C とした。

$$\theta_0'' = \theta - (\theta - \theta_0) \cdot P^2 = 46.2 - (46.2 - 33) \cdot P^2 \dots\dots(7)$$

θ_0'' は第2図で鎖線で画いてある。また同様に巻線の許容温度上昇を 55°C としてそのときの油温度上昇限度を同じく第2図に示し、過負荷率を定めうることも示した。これらの曲線と n' の曲線群の交点はその負荷時に使用すべき冷却器台数となる。負荷が二つの n' 曲線の中間にある場合は n' の大なる方を使用すべきである。第2図の関係からさらに周囲温度 40°C の場合の巻線の温度上昇の限度内で各負荷に対して使用すべき冷却器台数を示せば第3図(前頁参照)のようになる。ただしこの変圧器の冷却器最低使用台数を3台とした。

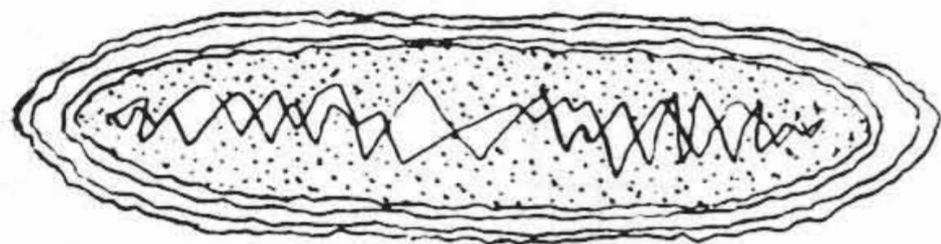
最後に冷却器特殊使用時における油の温度上昇を簡単に論ずる。特殊使用とは送風機かポンプのいずれか片方のみを運転したとき、または両方とも停止したときをいう。第2図は前例の変圧器について冷却器特殊使用時の負荷と温度上昇の関係をそれぞれ画いた。いずれも冷却効果が著しく減退していることを示している。普通冷却

器補機損中送風機とポンプの占める損失の割合はほぼ等しい。この観点よりすれば、送風機のみ運転時の方が冷却効果は大であるが、いずれにしても補機損の大きい割に冷却効果はあがらず得策な運転方法ではない。冷却器全停時は油の最高温度上昇と平均温度上昇の差異は大となり、みかけ上の温度上昇値は著しく大となる。

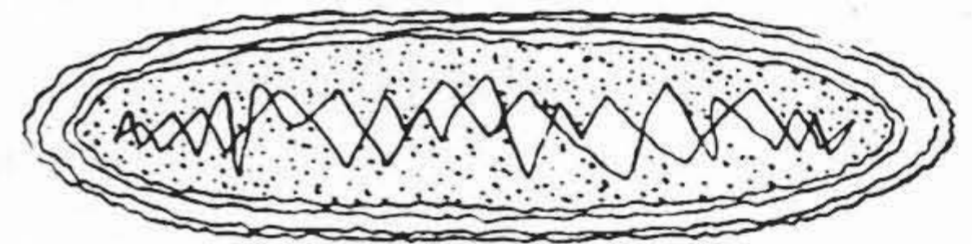
[IV] 結 言

以上数少ない実験例で計算式を導出したためこの式の普偏性、妥当性を確めるにはなお多数の実験的裏付けを必要とするが、一応油の温度上昇の計算式をえ、送油風冷式変圧器の実用運転に一つの指針をあたえることができたと思う。本稿ではすべて最終温度上昇について論じ、温度上昇途中の経過については述べなかつた。このことは送油風冷式変圧器の自冷運転すなわち冷却器全停時に問題となる現象であるが、これに関する論議はつぎの機会にゆづりたい。

最後に本研究を進めるにあたり御鞭撻を戴いた日立製作所国分分工場谷崎部長、永井、小川両課長、浜野主任その他実験中熱心に協力して戴いた変圧器検査課同僚各位に感謝する。



特許の紹介



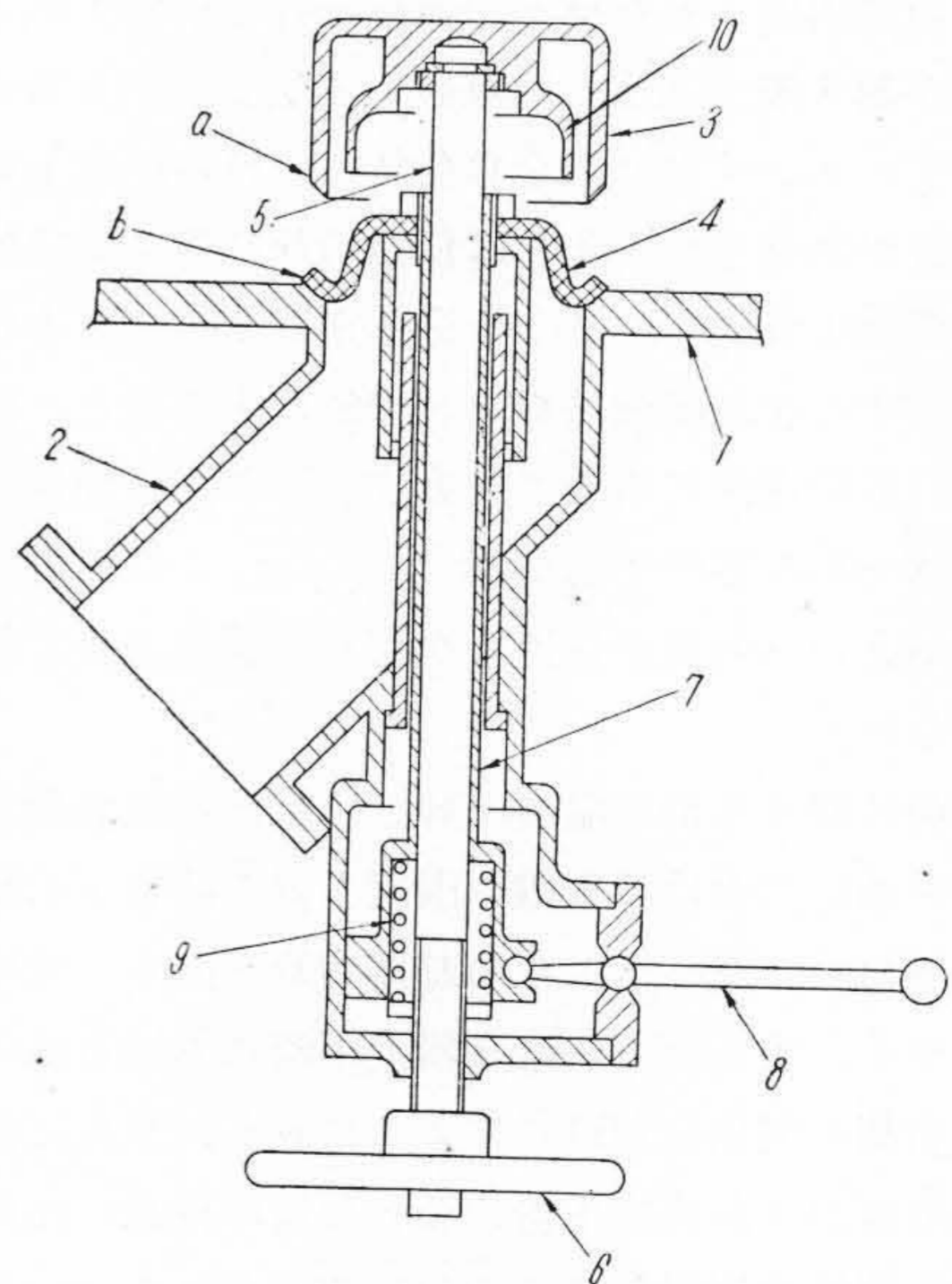
特許第205218号

安島賢亮

重合罐用吐出弁装置

ビニル系重合罐の吐出弁においては重合罐内容物の吐出に際して弁座と弁が閉鎖時に密着すべき摺合面に附着し再び弁を閉鎖しようとする場合の妨げとなる。このために閉鎖に当つて弁装置を一々分解して清掃を行うこともはなはだ面倒なことで実際的でない。本発明はかかる弁装置において外部から容易に清掃を行うものであつて上述の難点を克服しえたものである。

図は本発明にかゝる吐出弁装置の断面図で弁が開き弁座の摺合面を清掃中の状態を示している。1は罐体、2は吐出管、3は弁、4は掃除具で弁3は弁棒5により外部のハンドル6に関連しこのハンドル6を操作することにより上下に開閉される。掃除具4はゴム製のきのこ状をなしており弁棒5の周囲に回動自在かつ摺動自在に嵌装されたる筒体7の上端に固着され、この筒体7は操作杆8により上下動または回動動作が可能である。掃除具4により弁および弁座の摺動面 a, b に附着した重合物を清掃しようとする場合は掃除具の周縁をこれら摺合面に押付け操作杆8を左右に回動することにより目的が達せられる。掃除具4は弁が開いて重合物が吐出することを妨げないようにするため筒体7の下端のスプリング9によつて常に上方に押し上げるようにし弁を上動した場合掃除具もともに移動し弁の内方に設けた空間10内に押



込められるものである。(高橋)