油圧ならい装置の温度ドリフト*

浦田 暎三** 進藤 健一** 加藤 尚義**
金子 淳** 原 信***

Thermal Drift of Hydraulic Copying System

Eizo Urata, Makoto Hara, Kenichi Shindo, Naoyoshi Kato, Atsushi Kaneko

Complaints arose from some of the working fields that workpieces produced by a hydraulic copying system show intolerable deviation in their dimensions.

In this paper the authors firstly revealed that such a deviation in dimensions came from thermal expansion of structural elements of the hydraulic copying system. And the major part of the thermal drift is caused by the temperature variation of hydraulic fluid.

Secondary experimental result and theoretical result of the drift were compared and two methods to reduce the thermal drift were proposed; the first method is to arrange tool tip and stylus tip of pilot valve in the same plane normal to the copying direction; the second method is to place an aluminium subplate between the copying cylinder and the pilot valve. Effect of these two methods were verified in experiments.

1. はしがき

油圧ならい装置の主要な用途は、同一寸法の製品を数多く加工することである。油圧ならい装置を使用して加工を行った製品の寸法の誤差の中に、統計的なばらつき以外のものがある。たとえば朝、刃物の位置を設定して、同一の丸物の旋削を始めると、1時間ほどで、加工物の直径が0.1mmも小さくなったという事例や、長い軸物の旋削時に円周方向のすじを生じたり、テーパを生じる事例などがそれである。

弁の不感帯やシルティング、部材の剛性不足などだけで、こうした誤差をすべて説明することは無理があると思われた。そこでシルティングや不感帯、部材剛性の影響が無視できる実験方法を考えて原因を探り、ならい装置各部の熱膨張が最大の誤差要因であること

をつきとめた。

2. ドリフトの原因を求める実験

2.1 第1の実験（油温変化と寸法変化）

良く仕上げた油圧ならい装置の突き当て精度（突き当てとは、ここではならい装置の触針をモデルに当てて、装置を停止させることを意味する）は、 $\pm 2 \mu\text{m}$ 以下になる。それが50 μm 近くもの寸法誤差を生み出すことは、当初は異常なことと思われた。そこでFig. 1のように電磁石を案内井に取りつけてスプールを制御し、「突き当て」と後退のくり返し運動を行わせた。運転は次のように行った。ならい装置は前進端の近くで突き当てによって停止し、約8.5秒停止後に後退運動し、後退端でも約8.5秒停止した後、前進運動に移る。前後進とも所要時間は約1.5秒なので、1サイクルは約20秒である。停止時間は端部のリミットスイッチとタイマによって調整した。

ならい装置各部の温度は、測定部に直径3mm、深さ4mmの小孔を穿ち、サーミスタ温度計を埋めて測定し

* 昭和59年12月18日 原稿受付

** 神奈川大学工学部機械工学科

*** 八千代田工業株式会社

た。

ならい装置を取付けた台は、幅 37.5 cm、長さ 125 cm、高さ 55 cm の鋳鉄製定盤である。同じ定盤上にダイヤルゲージを治具を用いて固定し、変位測定を行った。各部の変位は、ならい装置が突き当てによって停止したときに毎回測定し、停止時のダイヤルゲージ指示値の変化を読みとって行くことにした。

油圧ならい装置とその制御回路を Fig. 2 に示す。油圧駆動には、歯車ポンプを使用した。最初の実験はフィールドでの使用状態をシミュレートする意味で、Fig. 2 中の温度制御回路を作動させずにを行った。

Fig. 1 Copying System and Measuring Positions

Fig. 2 Experimental Rig

Fig. 3 Temperature and Displacement of Hydraulic Copying System

冬期の朝の、いわゆるcold start を行ったときの実験例を Fig. 3 に示す。運転開始後、始めの 300 サイクルが約 1 ½ 時間にあたる。この間に油温は約 10°C から 28°C まで上昇し、これとはほぼ類似の曲線を描いて、装置表面の温度も上昇する。この時間内に案内弁本体部 (Fig. 3 下図の b 点) は約 2 μm 程度のドリフトを生じているのに対し、刃物台部分、すなわちならい装置の出力部 (a 点) は約 30 μm 定常的に前進した。

この後、ならい装置の運動を停止し、ポンプのみを約 2 時間運転した。このポンプ運転により、タンクの油温は 46°C まで上昇したが、この温度はポンプとタンクとの組合せでの飽和温度である。ならい装置が停止しているために油の流れも止まっているので、装置各部の温度は室温に向かって低下し、同時に出力端の前進量も 4 μm まで低下した。

次にならい装置のサイクル運動を再開すると、タンクの油温は少しずつ低下し、最終的には41℃程度となった。一方、刃物台その他各部の温度は急激に上昇し、約150サイクルで飽和点に達した。刃物台上a点の変位も、他の部分を含めた温度の曲線と類似の曲線を描き、サイクル回数150程度で最大値46μmを記録した。案内弁本体部は1μm程度のドリフトを生じただけであった。同様の実験はくり返し多数の日数をかけて行ったが、毎回同様の現象を認めた。これによって、油温が出力端ドリフトの主要な原因であると考えに至った。

2.2 第二の実験（油温を一定に保った場合）

油温と装置各部のドリフトの関係を知るために、油の温度を一定に保った実験を行った。ポンプを運転し温度制御装置によって温度を設定した後にならい装置のサイクル運動を始めた。温度設定は30℃、35℃、40℃、45℃、50℃とした。温度設定の精度は低温側では±1℃、45℃及び50℃では結果的に±2℃となったが、定常状態ではほとんど変動しなくなる。この実験のときの周囲温度は20～23℃である。実験結果の一例をFig. 4に示す。

Fig.4 Typical Measured Results of Temperatures and Displacements (oil temperature: 40°C)

設定温度と出力端近傍の2位置($x=325\text{mm}$ 及び518mm)の変位量の最終値との関係をFig.5に示す。Fig. 5において、 x はシリンダカバー面からの距離 (Fig. 4.6 参照)、 y は変位量、 T_o は油温、 T_i は初期温度 (ただしこの場合は周囲温度と一致させてある) であ

る。この図から、油温と周囲温度との差と、ならい装置出力端のドリフトが、比例していることがわかる。

Fig.5 Relation between Displacement and Temperature (x : distance from head end of cylinder, see also Fig.6)

3. 温度分布及びドリフトの計算

油圧ならい装置では、シリンダに流入した高温の油が熱源となって、装置に熱が伝わり、各部が熱膨張し、その結果が出力端位置のドリフトとして観測されることが、前章の実験で明らかにされた。熱膨張以外のドリフト要因が存在しても、通常の条件下では微小であろうが、このことを確認するためには、理論的な熱膨張量と実験値とを比較する必要がある。

理論計算は次のように行った。

Fig.6 Structure and Dimensions of Copying System

Fig. 6 は使用したならい装置の概略寸法と断面図である。この構造から、シリンダ内の油の熱は、シリンダのヘッドカバーから、ならい装置枠構造に伝導するものが、大部分を占めることがわかる。そこでヘッドカバー内面部が一定温度を保ち、ここから装置各部に熱が流れるものとして各部の温度を求め、それによって最終的な出力端変位を計算してみる。この場合、枠構造の断面積や周囲長さが座標によって異なる一次元熱伝導を考えることにする。座標方向 x と原点は Fig. 6 に示してある。

Fig.7 Dimension of Main Body of Copy

熱伝導方程式は

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho C} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{h}{\rho C} \frac{l}{A} (T - T_a) \quad \dots\dots(1)$$

T : 温度 ($^{\circ}\text{C}$), T_a : 周囲温度 ($^{\circ}\text{C}$), t : 時間 (s), h : 熱伝達率 ($\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$), ρ : 構造材料密度 (kg / m^3), C : 比熱 ($\text{J} / \text{kg} \cdot \text{K}$), λ : 熱伝導率 ($\text{W} / \text{m} \cdot \text{K}$), l : 周囲長さ (m), A : 構造材断面積 (m^2) ; である。

上記諸量のうち, h, l, A は x の値によって異なる。 x に対する l, A の分布は図面により求めることができ, Fig. 7 のようになる。 l, A は x の区間毎に一定値をとっている部分がほとんどなので, l, A は一定とした一次元熱伝導問題の解を接続して, T の分布を求めることができる。温度分布が求められれば, 任意点の熱膨張による変位量 $r(x)$ は,

$$r(x) = \int_{x_0}^x \epsilon (T - T_i) dx \quad \dots\dots(2)$$

により求めることができる。ただし ϵ は構造材料の線膨張係数, x_0 は変位原点で, 触針先端に対応する位置の座標値である。

式(1)の定常解をまず求める。

$$T(x, t) = T_{\infty}(x) + T_v(x, t) \quad \dots\dots(3)$$

とおくと,

$$\frac{d^2 T_{\infty}}{dx^2} - \frac{H}{\kappa A} (T_{\infty} - T_a) = 0, \quad \dots\dots(4)$$

ただし $H = h / \rho C$, $\kappa = \lambda / \rho C$ である。

区間 $x_{n-1} \leq x < x_n$ ($n = 1, 2, \dots, N$) とし A, l, H は一定値となるので, これらに A_n, l_n, H_n のように添字をつけることにすると, n 番目の区間に対し,

$$T_n(x) = \alpha_n e^{B_n x} + \beta_n e^{-B_n x} \quad \dots\dots(5)$$

$$B_n^2 = \frac{l_n H_n}{\kappa A_n} = \frac{h_n l_n}{\lambda A_n} \quad \dots\dots(6)$$

となる。ただし α_n, β_n は次の境界条件により定める。

$x = 0$ では

$$T_1(0) = T_0 \quad \dots\dots(7)$$

中間点 x_n ($1 \leq n \leq N-1$) では

$$T_n(x_n) = T_{n+1}(x_n), \quad (\text{温度の連続}) \quad \dots\dots(8)$$

$$\left. \frac{dT_n}{dx} \right|_{x=x_n} = \left. \frac{dT_{n+1}}{dx} \right|_{x=x_n}, \quad (\text{熱流束の連続}) \quad \dots\dots(9)$$

ならい装置の端点 $x_N = L$ では

$$\left. \frac{dT_N}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad \dots\dots(10)$$

式(7)~(10)は α_n, β_n ($n = 1, 2, \dots, N$) に関する $2N$ 元連立方程式で, これを解いて α_n, β_n を求める。Fig. 7 の装置の場合は $N=14$ である。

熱伝達率は, 空気のみにつれてる部分と, 固定台につれてる部分とは異なる。空気のみにつれてる部分では $h \doteq 3.4 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ と, 通常の空気中放熱の値とし¹⁾, 台との接触部では実験値の温度こう配から求めたところ, 設定油温により異なるが, $h' = 27 \sim 45 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}$ の値となった。温度分布の実測値と, h' をパラメータとした理論値を Fig. 8 に示す。図の縦軸は無次元化した温度差で,

$$T^* = (T_{\infty}(x) - T_a) / (T_0 - T_a) \quad \dots\dots(11)$$

横軸は無次元化した長さ x/L である。図中に示した実験点は, 2.2 で述べた, 油温一定のもとでの値である。定常温度分布は前記の計算法をとれば, 各部分の測定値をよく説明することがわかる。

しかしこの方法の計算では多元連立方程式を解く必要があり, さらに非定常解を求める場合には, 各区間毎に多数の固有関数を計算することになり, 計算量がばく大になる。そこで精度を多少犠牲にするが, 次のような近似温度分布を求める。

まず, ならい装置の断面形分布は複雑なので, これ

を一樣な平板におきかえる。基礎式は式(1)と同じで、中間の境界条件(8), (9)が除去される。この近似計算では $A/l = \text{一定}$, $h = h_m = \text{一定}$ と仮定する。 h_m の値としては、全長にわたって一定な熱伝達率 $27 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ をとる。

Fig.8 Steady Temperature Distribution

この数値は次のような考え方で定めた。Fig. 8 によると、取付台との接触部では $h' = 40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ が適当である。図 6 の寸法から、取付部と接触している長さは $349 + 189 - 183 = 355 \text{ (mm)}$ であるが、往復運動するので、常時接触部は 305 mm 、往復運動によって台と離合をくり返す部分の長さは 50 mm 、台と接触しない部分の長さは、ヘッドカバー厚さを除いて 163 mm である。これら 3 区間の熱伝達率を、それぞれ $40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $(1/2)(40 + 3.4) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, 及び $3.4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ として平均値を求めると、

$$h_m = \frac{40 \times 305 + 21.7 \times 50 + 163 \times 3.4}{538 - 20} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\ \div 27 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{ である。}$$

A/l は次式によって求める。

$$\frac{A}{l} = \frac{1}{L} \sum_{n=1}^N \frac{A_n}{l_n} x_n \quad \dots\dots(12)$$

このように単純化を行えば、定常温度分布は²⁾

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_\infty(x) - T_i}{T_0 - T_i} &= \cosh(\eta x) - \tanh(\eta L) \sinh(\eta x) \\ \eta &= \sqrt{h_m l / \lambda A} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(13)$$

となる。また非定常温度 $T_V(x, t)$ は、

$$\left. \begin{aligned} T_V(x, t) &= \sum_{n=1}^{\infty} C_n e^{-\mu_n t} \sin(\nu_n x) \\ \mu_n &= H + \kappa \nu_n^2, \quad \nu_n = \pi(2N-1)/L, \\ C_n &= 2 \nu_n^2 (T_i - T_0) / (\eta^2 + \nu_n^2) \quad (n=1, 2, \dots) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(14)$$

によって計算される。構造材料は鋳鉄で、計算に用いた定数は、 $\rho = 7.83 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, $C = 465 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, $\lambda = 54 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, $\epsilon = 1.05 \times 10^{-5} / \text{K}$ である。この近似計算値と実験値とを比較して、Fig. 9 に示す。

Fig.9 Simplified Theory for Temperature Distribution

Fig.10 Transient Displacement

Fig. 10は $T_i = T_a = 20^\circ\text{C}$, $T_o = 45^\circ\text{C}$ の場合の変位量のドリフトを、式(2)によって求めたものである。近似理論値と実験値の一致は、前述の区間分割の場合よりも悪くなっているが、計算の簡略化の割には、良く傾向を表しており、実用的といえよう。

4. ドリフトの防止

油圧ならい装置の寸法や取付状態がわかれば、装置各部の温度や変位が理論的にも求められることを前章で示した。実用上は出力変位にドリフトを生じないことが強く望まれる。

Fig. 5に示したことからわかるように、油温が室温に等しくできれば、温度による出力端ドリフトは消滅する。実際には室温+5℃程度でも良い。しかし温度管理をそれほど厳しく行うことは不経済である。

Fig. 11 Effect of Pilot Valve Position

温度上昇による伸びは、熱源とみなされる、シリンダヘッドカバーなどからの距離が同じであれば、あまり大きな差はない（ただし同一材料、同一熱伝達率が前提）。したがって、案内弁の触針先端が出力端と同

じ座標値をもつようにすれば、出力端ドリフトは生じなくなると考えられる。このことを立証するために、案内弁を通常と異り、出力端近くに移動して取付けて、変位ドリフトを測定した。測定結果はFig. 11に示すように、大きな油温変化に対しても、数 μm の変位ドリフトを生じるに留まった。

Fig. 12(a) Effect of Aluminium Subplate

Fig. 12(b) Subplate in Copying System

上記の方法は有効であることは確かめたが、実際の機械の配置としては、不便になる場合がある。案内弁をもう少し後退させた位置に取付け、なおかつドリフトをおさえる方法として、熱膨張率の大きな材料を使うことを考えた。アルミニウムのように線膨張係数の大きな材料で作ったサブプレートで、シリンダと案内弁の間に介在させ、短い距離で長い前進量を得られるようにする。すなわちシリンダヘッドカバーからの距離が短くなる分を線膨張係数を大きくすることで補う。

Fig.12はアルミニウムサブプレートを作って実験を行った結果である。この手法の効果も、Fig.3と比較すれば明らかである。Fig.12の結果とFig.11の結果を比べると、サブプレート方式の方が劣るように見える。サブプレートの寸法や取付方法は実験的に試行すれば最良の寸法等が定めうると考えている。

5. むすび

正常な油圧ならい装置において、大きな出力端変位誤差を生じることがあると知り、その原因が油温変化によるものであることを、実験及び理論計算により確かめた。

変位誤差を抑制するために、油の温度を室温近くに保持することは、経済的に不利である。そこで対策と

して、案内弁位置の出力端近くへの取付位置変更、及びアルミニウムサブプレートを介在させる、の2方法考え、それらがいずれも実用上有効であることを実験的に確かめた。

実験に際してお世話をいただいた、八千代田工業株式会社に厚く御礼申し上げる。

参 考 文 献

- 1) 伝熱工学資料, 改訂第三版, 20, 日本機械学会 (1977).
- 2) J.P. Holman (平田賢訳), 伝熱工学(上), 86, 丸善 (1982).