カム式位置決め装置の残留振動に関する研究*

(第1報, カム曲線の評価基準)

荒川 政司^{*1}, 西岡 雅夫^{*1}, 森田 信義^{*2}Study on Residual Vibration of Indexing Cam Mechanism
(1st Report, Evaluation of Cam Curve)

Masashi ARAKAWA, Masao NISHIOKA and Nobuyoshi MORITA

This paper deals with a method that evaluates the dynamics on the indexing cam mechanism, given a natural frequency of the output members and a rise time. The amplitude ratio of the residual vibration, as one of the dynamic characteristics and a factor of positioning accuracy is used as a criterion for this evaluation. As most of the items in the specifications such as mass, stroke, timing etc of the cam mechanism operated at high-speed are pre-fixed, a designer wants to select the best motion curve among the several ready-made curves. However, doing to evaluate a motion curve through the experiment, it is more difficult to rightly select the best motion curve due to many factors which are difficult to anticipate. For those reason, a numerical simulation and a quantitative criterion corresponding to the actual vibration without the experiment are perfered. Regarding a cam mechanism as the single degree-of-freedom model, calculating the amplitude ratio of the residual vibration from the equation of motion, this ratio is adopted as the quantitative criterion in this proposed method. Consequently, using the criterion, the positioning error which is affected by the residual vibration for the several motion curve are evaluated. Moreover, the experimental results to verify this method and above simulated results are shown.

Key Words: Transient Response, Vibration of Mechanism, Positioning, Dynamics of Machinery, Motion Control, Residual Vibration

1. 緒 言

カム機構を高速で駆動すると、停留区間に大きな残留振動が現れる。この事について数多くの報告がなされており、これまでも高精度・高速化を目的とした、いろいろな改善策が考えられてきた。第1の例は、カム機構を駆動する際に発生する入力軸の変動トルクを平準化することにより、制振性と高精度な位置決めを達成しようとするトルク補償カム理論⁽¹⁾の提案である。第2の例は、制振性の改善を目的とした非対称曲線⁽²⁾や神保指数曲線⁽³⁾のようなカム曲線の開発である。しかし、カム曲線のある特性値を改善しようとすると、他の特性値が悪くなる。例えば、MS曲線の最大加速度を改善するために各区間を接続する構成式を三角関数から代数多項式に変更することで最大加速度の値を小さくすることが可能となるが、最大速度および最大ジャークの値がMS曲線よりも大きくなる。このようなカム曲線の改善にともなって、他の諸特性が変化することを考慮しながら残留振動に与える影響

を討論した論文は少ない。

一方、これらの改善策の実効性を検証するために実験が行われてきたが、振動が初期条件に影響されるほか、全系の固有振動数や位置決め時間との関係などさまざまな要因が絡み合うため、カム曲線の動的特性を評価する基準が明確にされていない。

本報は、位置決め精度を劣化させる残留振動を評価基準にとり、固有振動数と位置決め時間が与えられたカム装置の動特性を評価する。次に、カム曲線の特性の一つであるジャークの大きさ、不連続加速度の存在位置、カム曲線の非対称性および最大加速度などが残留振動に与える影響に関して検討を行う。また、この評価法の妥当性および理論解析の結果を検証するために行った実験結果についても報告する。

2. 残留振動振幅比

2.1 カム機構のモデル化 カム機構の基本特性を得るために、カム装置を図1のような1自由度のモデル⁽⁴⁾⁽⁵⁾とみなす。ここで m は出力端に取付けられた全質量で、カム機構の慣性質量および伝達系の等価質量を代表するものである。また、 k は伝達系のばね定数、 c は出力軸の粘性減衰係数とする。

2.2 カム機構の過渡応答 図2はカム機構の出

* 原稿受付 1998年1月14日。

^{*1} 正員, (株)三共製作所(☎439-0018 静岡県小笠郡菊川町本所2290)。^{*2} 正員, 静岡大学工学部(☎432-8561 浜松市城北3-5-1)。

Fig. 1 Model of cam mechanisms

Fig. 2 Transient and residual vibration

力変位を示す。時間 t_1 までをカム立上がり期間、 t_1 以後を停留期とよぶ。図2において破線はカム変位であり、割出時間を t_1 、ストロークを h_c とし、時間 t におけるカム入力変位を y_c とする。また、実線は実際の出力端の応答曲線であり、時間 t における出力変位を y とする。

2・3 カム機構の運動方程式 図1に示すカム機構のモデルの運動方程式は次のように表される。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = ky_c \quad \dots\dots\dots (1)$$

これを無次元化すると

$$\frac{d^2 Y}{dT^2} + 2\zeta\Omega \frac{dY}{dT} + \Omega^2 Y = \Omega^2 Y_c \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。ここで

$$Y_c = \frac{y_c}{h_c}, Y = \frac{y}{h_c}, T = \frac{t}{t_1}, \zeta = \frac{c}{2m\omega_0}, \omega_0^2 = \frac{k}{m}, \Omega = \omega_0 t_1 \quad \dots\dots\dots (3)$$

とする。また、系の固有周期を t_0 とし、次のようなパラメータ λ を導入する。

$$t_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}, \lambda = \frac{t_1}{t_0}, \Omega = 2\pi\lambda \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $Y(T)$ 、 $Y_c(T)$ のラプラス変換を $\bar{Y}(s)$ 、 $\bar{Y}_c(s)$ と表すと、式(2)から出力端の応答が次のように得られる。

$$\bar{Y}(s) = \frac{\Omega^2 \bar{Y}_c(s) + \{s + 2\zeta\Omega\} Y_0 + V_0}{s^2 + 2\zeta\Omega s + \Omega^2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし、 Y_0 、 V_0 は初期変位および初速度とする。

正規化されたカム曲線の変位を $\varphi(T)$ とすると、カム入力変位は次のように表現できる。

$$Y_c(T) = \begin{cases} 0 & (T \leq 0) \\ \varphi(T) & (0 \leq T \leq 1) \\ 1 & (1 \leq T) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (6)$$

したがって、カム機構の出力変位は式(6)を式(5)に代入してラプラス逆変換することにより求められる。

2・4 関数の定義 カム曲線は一般に斉次項、三角関数項などで構成されており、いろいろなカム曲線に汎用的に対応するため、次のような関数を定義する。ここで、 τ は各区間内の正規化時間を表すものとする。

2・4・1 斉次項のための関数 斉次項に対応するために、次のような関数 $f(n, \tau)$ を定義する。

$$f(n, \tau) = L^{-1} \left(\left(\frac{\Omega}{s} \right)^n \frac{\Omega}{s^2 + 2\zeta\Omega s + \Omega^2} \right) \quad (n \geq -2) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし、 L^{-1} はラプラス逆変換記号である。右辺を計算して τ で表すと次のようになる。

$$f(n, \tau) = \begin{cases} \sum_{m=1}^n \frac{-1}{(n-m)!} (\Omega\tau)^{n-m} \frac{\sin \{m(\delta + \pi)\}}{\sin \delta} \\ + e^{-\Omega\tau \cos \delta} \frac{\sin \{\Omega\tau \sin \delta + n(\delta + \pi)\}}{\sin \delta} \\ \dots (n \geq 1) \\ e^{-\Omega\tau \cos \delta} \frac{\sin \{\Omega\tau \sin \delta + n(\delta + \pi)\}}{\sin \delta} \\ \dots (n = 0, -1, -2) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ただし、 $\delta = \cos^{-1} \zeta$ とである。(・) を $d/d\tau$ とすると

$$\dot{f}(n, \tau) = \Omega \cdot f(n-1, \tau) \quad (n \geq -1) \quad \dots\dots\dots (9)$$

が成立する。

2・4・2 三角関数項のための関数 三角関数項に対応するために次のような関数 $g(n, p, \tau)$ を定義する。

$$g(n, p, \tau) = L^{-1} \left(\left(\frac{\Omega}{s} \right)^n \frac{\Omega^2}{s^2 + p^2} \cdot \frac{\Omega}{s^2 + 2\zeta\Omega s + \Omega^2} \right) \quad \dots (n=0, -1, -2, -3) \quad \dots\dots\dots (10)$$

右辺を τ で表すと

$$g(n, p, \tau) = \frac{1}{\rho} [e^{-\Omega\tau \cos \delta} \{A_n \sin (\Omega\tau \sin \delta) + B_n \cos (\Omega\tau \sin \delta)\} + C_n \sin p\tau + D_n \cos p\tau] \quad \dots\dots\dots (11)$$

となり、それぞれの $g(n, p, \tau)$ の係数は

$$A_0 = \frac{\cos 2\delta + \frac{p^2}{\Omega^2}}{\sin \delta}, B_0 = 2 \cos \delta,$$

$$\begin{aligned}
C_0 &= \frac{\Omega}{p} - \frac{p}{\Omega}, D_0 = -2 \cos \delta \\
A_{-1} &= -\left(1 + \frac{p^2}{\Omega^2}\right) \cdot \frac{\cos \delta}{\sin \delta}, B_{-1} = \frac{p^2}{\Omega^2} - 1, \\
C_{-1} &= \frac{2p}{\Omega} \cos \delta, D_{-1} = 1 - \frac{p^2}{\Omega^2} \\
A_{-2} &= \frac{1 + \frac{p^2}{\Omega^2} \cos 2\delta}{\sin \delta}, B_{-2} = -\frac{2p^2}{\Omega^2} \cos \delta, \\
C_{-2} &= -\frac{p}{\Omega} \cdot \left(1 - \frac{p^2}{\Omega^2}\right), D_{-2} = \frac{2p^2}{\Omega^2} \cos \delta \\
A_{-3} &= -\left\{1 - \frac{p^2}{\Omega^2} (1 - 2 \cos 2\delta)\right\} \frac{\cos \delta}{\sin \delta}, \\
B_{-3} &= 1 + \frac{p^2}{\Omega^2} (1 + 2 \cos 2\delta), \\
C_{-3} &= -\frac{2p^3}{\Omega^3} \cos \delta, D_{-3} = -\frac{p^2}{\Omega^2} \left(1 - \frac{p^2}{\Omega^2}\right) \\
\rho &= \left(1 - \frac{p^2}{\Omega^2}\right)^2 + \left(\frac{2p}{\Omega}\right)^2 \cos^2 \delta
\end{aligned}$$

.....(12)

で関数 $f(n, \tau)$ と同様に、次のような関係が成り立つ。

$$\dot{g}(n, p, \tau) = \Omega \cdot g(n-1, p, \tau) \quad (n=0, -1, -2)$$

.....(13)

2.4.3 非斉次項のための関数 後述するカム曲線に非斉次項を含むカム曲線があるために、関数 $h(n + (1/2), \tau)$ を次のように定義する。

$$h\left(n + \frac{1}{2}, \tau\right) = L^{-1}\left(\frac{\Omega}{s}\right)^{n+(1/2)} \frac{\Omega}{s^2 + 2\zeta\Omega s + \Omega^2}$$

.....(14)

右辺を計算して τ で表すと

$$\begin{aligned}
h\left(n + \frac{1}{2}, \tau\right) &= \frac{2^{2n} \cdot n!}{(2n)! \sin \delta} \cdot \frac{\Omega^n \sqrt{\Omega}}{\sqrt{\pi}} \\
&\times \int_0^\tau (\tau - t)^{n-(1/2)} e^{-\Omega t \cos \delta} \sin(\Omega t \sin \delta) dt \\
&\dots (n=1, 2, 3, 4) \dots
\end{aligned}$$

.....(15)

である。また、式(15)は解析的に解けないので数値解析により求める。また、このとき

$$\dot{h}\left(n + \frac{3}{2}, \tau\right) = \Omega \cdot h\left(n + \frac{1}{2}, \tau\right) \quad (n=1, 2, 3)$$

.....(16)

が成立する。

2.5 変位基準の残留振動振幅比 諸元が与えられたカム装置に適用されたカム曲線を評価する基準として、カム機構の本来の目的である位置決め精度に影響を与える残留振動の振幅比を用いると、カム立上がり終了後における出力端の運動は自由振動であり、その応答は次のように得られる。

$$Y_D(\tau) = f(1, \tau) + Y_1 \{1 - f(1, \tau)\} + \frac{V_1}{\Omega} f(0, \tau)$$

.....(17)

ただし、 Y_1 および V_1 はカム立上がり完了時間 ($T=1$) での変位および速度とする。粘性がないものとする、式(17)は

$$Y_D(\tau) = 1 - (1 - Y_1) \cos \Omega \tau + \frac{V_1}{\Omega} \sin \Omega \tau \dots (18)$$

となる。式(18)の第1項は目標値で、第2項および第3項は初期変位 Y_1 により生じる偏差 $(1 - Y_1)$ と初速度 V_1 により生じる偏差 V_1/Ω を振幅とした自由振動を表す。

そこで、出力端の変位のストローク h_c に対する残留振動振幅比 M を次のように定義する。

$$M = \sqrt{(1 - Y_1)^2 + \left(\frac{V_1}{\Omega}\right)^2} \dots (19)$$

3. カム曲線が振動に与える影響

カム曲線の特性である最大加速度、ジャークの大きさ、不連続加速度の存在および非対称性などが残留振動に与える影響について検討する。

(a) Test curve 1

(b) Cycloid curve

(c) Test curve 1R

Fig. 3 Transient and residual vibration

3・1 ジャークの大きさが与える影響

3・1・1 供試曲線 ジャークの大きさが残留振動に与える影響を評価するための供試曲線として、サイクロイド曲線を基準曲線とし、カム立上がり完了時間 ($T=1$) にジャークが約1けた大きくなるように減速域をひずませる。このカム曲線を供試曲線1と呼ぶことにする [図3(a)参照]。また、その供試曲線の変位式を次に示す。

区間1: $0 \leq T \leq 1/2$

$$\varphi = \frac{A_m}{2\pi} T - \frac{A_m}{(2\pi)^2} \sin(2\pi T) \cdots \cdots (20)$$

区間2: $1/2 \leq T \leq 39/40$

$$\begin{aligned} \varphi = & \left(\frac{19}{20\pi} \right)^2 A_m \sin \left\{ \frac{20\pi}{19} \left(T - \frac{1}{2} \right) \right\} \\ & + \frac{A_m}{20\pi} \left(T - \frac{1}{2} \right) + \frac{A_m}{4\pi} \cdots \cdots (21) \end{aligned}$$

区間3: $39/40 \leq T \leq 1$

$$\begin{aligned} \varphi = & \frac{A_m}{400\pi^2} \cos \left\{ 20\pi \left(T - \frac{39}{40} \right) \right\} \\ & + \frac{A_m}{20\pi} \left(T - \frac{39}{40} \right) + \left(1 - \frac{A_m}{800\pi} \right) \cdots \cdots (22) \end{aligned}$$

ただし、

$$A_m = \frac{400\pi^2}{110\pi + 360}$$

とする。

3・1・2 過渡応答 式(20)、(21)および(22)の過渡応答の変位式は次のようになる。

区間1: $0 \leq \tau \leq 1/2$

$$Y_{1/2}(\tau) = \frac{A_m}{2\pi\Omega} f(2, \tau) - \frac{A_m}{2\pi\Omega} g(0, 2\pi, \tau) \cdots (23)$$

区間2: $0 \leq \tau \leq 39/40 - 1/2$

$$\begin{aligned} Y_{39/40}(\tau) = & \frac{19A_m}{20\pi\Omega} g\left(0, \frac{20\pi}{19}, \tau\right) \\ & + \frac{A_m}{20\pi\Omega} f(2, \tau) + \frac{A_m}{4\pi} f(1, \tau) + B_{1/2} \cdots \cdots (24) \end{aligned}$$

区間3: $0 \leq \tau \leq 1 - 39/40$

$$Y_1(\tau) = \frac{A_m}{400\pi^2} g(-1, 20\pi, \tau) + \frac{A_m}{20\pi\Omega} f(2, \tau)$$

Fig. 4 Residual vibration

$$+ \left(1 - \frac{A_m}{800\pi} \right) f(1, \tau) + B_{39/40} \cdots \cdots (25)$$

ただし、各式中の B_i は前区間との境界値であり、

$$B_i = Y_i \{ 1 - f(1, \tau) \} + \frac{V_i}{\Omega} f(0, \tau) \cdots \cdots (26)$$

ここで Y_i , V_i は前区間での終端における変位と速度とする。

これらの式から供試曲線1の過渡応答が求められる。図3は、後述する検証実験の諸元に相当する $\lambda = 25$, $\zeta = 0.035$ とした時の過渡応答を示す。また、図3(c)の副題の R は供試曲線の反転駆動を示す。この供試曲線1のカム立上がり完了時の変位および速度を式(19)に代入し、変位における残留振動振幅比 M と λ の関係を図4に示す。

3・2 加速度の不連続性による影響

3・2・1 供試曲線 加速度が不連続となる点を有するカム曲線が残留振動に与える影響を評価するための供試曲線として、片停留形サイクロイド曲線を選び、これを供試曲線2と呼ぶことにする (図5参照)。また、その供試曲線の変位式を次に示す。

区間1: $0 \leq T \leq 1/2$

$$\varphi = \frac{A_m}{\pi^2} - \frac{A_m}{\pi^2} \cos(\pi T) \cdots \cdots (27)$$

区間2: $1/2 \leq T \leq 1$

$$\varphi = \frac{A_m}{(2\pi)^2} \sin \left\{ 2\pi \left(T - \frac{1}{2} \right) \right\}$$

Fig. 5 Transient and residual vibration

Fig. 6 Residual vibration

$$+ \frac{A_m}{2\pi} \left(T - \frac{1}{2} \right) + \frac{A_m}{\pi^2} \dots\dots\dots (28)$$

ただし,

$$A_m = \frac{4\pi^2}{\pi + 4}$$

とする.

3・2・2 過渡応答 式(27)と(28)の過渡応答の変位式は次のようになる.

区間1: $0 \leq \tau \leq 1/2$

$$Y_{1/2}(\tau) = \frac{A_m}{\pi^2} f(1, \tau) - \frac{A_m}{\pi^2} g(-1, \pi, \tau) \dots\dots (29)$$

区間2: $0 \leq \tau \leq 1 - 1/2$

$$Y_1(\tau) = \frac{A_m}{2\pi\Omega} \cdot g(0, 2\pi, \tau) + \frac{A_m}{2\pi\Omega} f(2, \tau) + \frac{A_m}{\pi^2} \cdot f(1, \tau) + B_{1/2} \dots\dots\dots (30)$$

3・1・2項と同様に, 過渡応答を図5, 残留振動振幅比 M と λ の関係を図6に示す.

3・3 非対称性の効果

3・3・1 供試曲線 非対称性を有するカム曲線が残留振動に与える影響を評価するために, 制振性が優れているカム曲線として報告⁽²⁾されている SHP-5 (Sankyo half-power polynomial) を基準とする. 一方, より強い非対称性をもたせたカム曲線を供試曲線3と呼ぶことにする [図7(a)参照].

また, その供試曲線の変位式は次のようになる.

区間: $0 \leq T \leq 1$

$$\varphi = 21T^{2.5} - 35T^3 + 15T^{3.5} \dots\dots\dots (31)$$

(a) Test curve 3

(b) SHP-5

Fig. 7 Transient and residual vibration

また, SHP-5 の変位式を次に示す [図7(b)参照].

区間: $0 \leq T \leq 1$

$$\varphi = 28T^3 - 48T^{3.5} + 21T^4 \dots\dots\dots (32)$$

3・3・2 過渡応答 過渡応答の変位式は次のようになる.

供試曲線3:

区間: $0 \leq \tau \leq 1$

$$Y_1 = \frac{315}{8} \frac{\sqrt{\pi}}{\Omega^2 \sqrt{\Omega}} h\left(\frac{7}{2}, \tau\right) - \frac{210}{\Omega^3} \cdot f(4, \tau) + \frac{1575}{16} \frac{\sqrt{\pi}}{\Omega^3 \sqrt{\Omega}} h\left(\frac{9}{2}, \tau\right) \dots\dots\dots (33)$$

SHP-5:

区間: $0 \leq \tau \leq 1$

$$Y_1 = \frac{168}{\Omega^3} \cdot f(4, \tau) - \frac{315\sqrt{\pi}}{\Omega^3 \sqrt{\Omega}} h\left(\frac{9}{2}, \tau\right) + \frac{504}{\Omega^4} \cdot f(5, \tau) \dots\dots\dots (34)$$

3・2・2項と同様に, 過渡応答を図7, 残留振動振幅比 M と λ の関係を図8に示す.

3・4 最大加速度による影響

3・4・1 供試曲線 カム曲線は一般に三角関数で構成されており, その代表的なカム曲線として MS 曲線がある. 一方, これまではカム曲線の最大加速度あるいは最大速度の値が小さいほど高速化に適しているとされてきた. ここではカム曲線の最大加速度が残留振動に及ぼす影響を評価するために, MS 曲線と同じ区間を接続する構成式を三角関数から代数多項式⁽²⁾ (加速度において三次式)に置き換えたカム曲線を用いる. これを供試曲線4と呼ぶ [図9(a)参照].

その結果として, この供試曲線は MS 曲線よりも最大加速度で約12%小さくできる. また, その供試曲線の変位式は次のようである.

区間1: $0 \leq T \leq 1/8$

$$\varphi = \frac{128A_m}{5} T^5 - 16A_m T^4 + 4A_m T^3 \dots\dots\dots (35)$$

区間2: $1/8 \leq T \leq 1/2$

Fig. 8 Residual vibration

$$\varphi = -\frac{128A_m}{135}\left(T-\frac{1}{8}\right)^5 + \frac{A_m}{2}\left(T-\frac{1}{8}\right)^2 + \frac{3A_m}{32}\left(T-\frac{1}{8}\right) + \frac{3A_m}{640} \dots\dots\dots (36)$$

区間3: $1/2 \leq T \leq 7/8$

$$\varphi = -\frac{128A_m}{135}\left(T-\frac{4}{8}\right)^5 + \frac{16A_m}{9}\left(T-\frac{4}{8}\right)^4 - \frac{4A_m}{3}\left(T-\frac{4}{8}\right)^3 + \frac{3A_m}{8}\left(T-\frac{4}{8}\right) + \frac{33A_m}{320} \dots\dots\dots (37)$$

区間4: $7/8 \leq T \leq 1$

$$\varphi = \frac{128A_m}{5}\left(T-\frac{7}{8}\right)^5 - \frac{A_m}{2}\left(T-\frac{7}{8}\right)^2 + \frac{3A_m}{32}\left(T-\frac{7}{8}\right) + \frac{129A_m}{640} \dots\dots\dots (38)$$

ただし,

$$A_m = \frac{160}{33}$$

とする。

3・4・2 過渡応答 式(35)～(38)の過渡応答の変位式は次のように得られる。

区間1: $0 \leq \tau \leq 1/8$

$$Y_{1/8} = \frac{3072A_m}{\Omega^5}f(6, \tau) - \frac{384A_m}{\Omega^4}f(5, \tau) + \frac{24A_m}{\Omega^3}f(4, \tau) \dots\dots\dots (39)$$

区間2: $0 \leq \tau \leq 3/8$

$$Y_{1/2} = -\frac{3072}{27\Omega^5}A_m f(6, \tau) + \frac{A_m}{\Omega^2}f(3, \tau)$$

(a) Test curve 4

(b) Modified sine curve

Fig. 9 Transient and residual vibration

$$+ \frac{3A_m}{32\Omega}f(2, \tau) + \frac{3A_m}{640}f(1, \tau) + B_{1/8} \dots\dots\dots (40)$$

区間3: $0 \leq \tau \leq 3/8$

$$Y_{7/8} = -\frac{3072A_m}{27\Omega^5}f(6, \tau) + \frac{128A_m}{3\Omega^4}f(5, \tau) - \frac{8A_m}{\Omega^3}f(4, \tau) + \frac{3A_m}{8\Omega}f(2, \tau) + \frac{33A_m}{320}f(1, \tau) + B_{1/2} \dots\dots\dots (41)$$

区間4: $0 \leq \tau \leq 1/8$

$$Y_1 = \frac{3072A_m}{\Omega^5}f(6, \tau) - \frac{A_m}{\Omega^2}f(3, \tau) + \frac{3A_m}{32\Omega}f(2, \tau) + \frac{129A_m}{640}f(1, \tau) + B_{7/8} \dots\dots\dots (42)$$

3・3・2 項と同様に, 過渡応答を図9, 残留振動振幅比 M と λ の関係を図10に示す。

さらに, 図10の残留振動特性の特徴を明確にするために減衰係数比 $\xi=0$ とし, 振動特性に関して振幅と変動分を分離するような整理をすると図11のような残留振動の平均振幅比 $\bar{M}$ が得られる。

図11中では振幅比の平均を表す曲線が交差しているが, これはカム曲線の特徴値だけで残留振動を評価することができないことを意味する。したがって, 系の固有振動数および駆動速度 (λ の値) を考慮しつつ, カム曲線を選定しなければならない。

3・5 検討 3・4節までのシミュレーションの結

Fig. 10 Residual vibration

Fig. 11 Residual vibration

果から、粘性減衰を考慮した場合の位置決め運動曲線の留意点は次のようになる。

図3から、ジャークの大きさを加速度の変化率とみなすと、変化率が大きい点で振動が発生している。同様に、図5から加速度不連続点が存在する場合も振動が発生している。しかし、減衰作用を考慮すると位置決め開始点近傍で振動が発生しても、粘性力により次第に振動が減衰し、カムが立上がり終えた時刻での影響は少ない。

また、位置決め動作中において減速する区間を加速域に対して優遇することで、カムが立上がり終えた時刻における残留振動を抑制する目的の非対称性は、一般に効果的である。しかし、対象とする系の固有振動数 ω_0 に対して位置決め時間 t_1 が速い領域である λ の値が小さい範囲では必ずしも効果的とはいえない。最後に、カム曲線が有する最大加速度の大きさによる振動問題は、最大加速度の値だけに依存しない。

したがって、カム曲線がもつ諸特性を個別に評価す

るのではなく、カム機構の固有振動数と位置決め時間の関係を表す λ により、カム曲線が有する残留振動特性を評価しなければならない。

4. 実験

この章では、3章までに述べたカム曲線の評価基準および理論解析の妥当性を実験により検証する。

4.1 実験方法 本節では、3.1節で評価したジャークの大きさが残留振動に与える影響を検証することを目的とした比較実験を行う。今回用いた実験装置の概略図を図12に示す。

4.2 実験装置の諸元 ここで、実験に用いたカム機構の諸元を表1に示す。この諸元は、 $\lambda=25.0$ に相当し、3章の数値シミュレーションと同値である。

4.3 測定結果 測定した結果を図13に示す。図13と数値シミュレーションの結果である図3を比較すると、次のような点で動特性が一致しているといえる。

- (1) 加速域と減速域における最大加速度の比率

Fig. 12 Layout of experimental apparatus

Table 1 Specifications

Item	Symbol	Value	Unit
Natural frequency	ω_n	1178.0	rad/s
Operating speed	N	150.0	rpm
Period angle	θ_h	120.0	deg
Viscous damping ratio	ζ	0.035

(a) Test 1

(b) Test 1R

Fig. 13 Measured results

(2) 最大加速度と残留振動振幅比の比率

(3) 振動減衰のパターン

このことから、本報で行ったカム装置のモデル化が適切であり、かつ理論解析法の妥当性が検証されたといえる。

5. 結 言

これまでカム曲線を評価する方法として、加速度や速度の最大値を評価の基準としてきた。しかし、この評価基準は実際のカム装置の振動特性を評価するには適切ではない。また、ジャークの大きさや加速度の不連続性などが振動現象に与える影響について、十分な理論的説明がなされていなかった。

そこで本研究では、カム曲線が残留振動に及ぼす影響について調べ、定量化した動特性評価基準を提案した。

本研究により得られた結果を以下に示す。

(1) カム曲線の本来の目的である位置決め精度に影響を与える残留振動の振幅比を評価基準とすること

により、理論的かつ明確にカム機構の動特性を表現することが可能である。

(2) 本理論の妥当性を実験により確認し、本手法を用いて解析された結果が実際の位置決め装置の挙動を正確に表現することを示した。

(3) 位置決め装置の仕様が与えられている場合には、本手法を用いて、いくつかのカム曲線を比較し、よりよい動特性が得られるカム曲線を選択することが可能である。

文 献

- (1) 西岡雅夫・内野光雄, カム式位置決め装置の入力軸トルク補償機構の研究, 機論, **59**-562, C(1993), 1913-1919.
- (2) 西岡雅夫, 間欠割出機構と揺動機構の活用法, 精機学会自動組立専門委員会研究例会前刷集, No. 77-4(1977), 9-14.
- (3) 牧野洋, 自動機械機構学, (1976), 23, 日刊工業新聞社.
- (4) 神崎一男・板生清, 基礎運動曲線カムによるタイプヘッドの位置決め, 精機学会誌, **36**-8(1970), 560-567.
- (5) 牧野洋・高野政晴, 機械運動学, (1978), 101-131, コロナ社.
- (6) 内野光雄・永井博・西岡雅夫, カム曲線の標準化, 精機学会春季講論, **2**(1985), 331-332.