カム式位置決め装置の入力軸トルク補償機構に関する研究*
(第6報, 空気ばね式 TCC の最適設計法と最適制御法)荒川 政司^{*1}, 西岡 雅夫^{*1}, 森田 信義^{*2}Compensation of Input Shaft Torque on Indexing Cam Mechanisms
(6th Report, The optimal design and optimal control for the air spring type TCC)

Masashi ARAKAWA, Masao NISHIOKA and Nobuyoshi MORITA

This paper deals with the torque compensation cam (TCC) mechanism which minimizes the fluctuations of input shaft torque. By virtue of this effect, TCC is good method to reduce the vibration and to increase the operating speed of mechanisms driven by cam. However, it is sometimes difficult to find out the proper size mechanical spring through the market for the huge application. A novel design methodology replacing the coil spring to the air spring may fit this area which requires huge torque. In summary, the energy balance equation and the characteristic of air spring type TCC are derived. The procedure of design optimization is obtained to minimize the total energy of the system. The optimal control with the pressure as the function of operating speed during start cycle and at arbitrary operating speed is analyzed.

Key Words: Vibration Control, Mechanism, Transient Response, Dynamics of Machinery, Indexing Mechanism, Torque Compensation

1. 緒 言

入力軸トルク補償機構とは, カム装置本体(以下作動系と略す)で発生する入力軸変動トルクを平準化するもので, その構成は作動系本体の入力軸に平準化を目的としたカム(Torque Compensation Cam: 以下 TCC)を取付け, この TCC に補償のために必要なエネルギーを蓄えるものである⁽¹⁾. また TCC 機構の二次的効果として, 振動抑制が顕著であることが実験的にも確認されている⁽²⁾.

TCC 機構の一つである機械ばね式 TCC 機構⁽³⁾は, 作動系の慣性負荷をもとに設計された TCC に蓄えるエネルギー源として, 機械ばねによるひずみエネルギーを用いたものである. しかし, 慣性エネルギーは速度の二乗に比例するのに対して, ひずみエネルギーは変位の二乗に比例する(線形ばね定数の場合)という異なる物理量に支配されているため, エネルギー平衡状態を維持するためには, あらかじめ駆動するカム装置の入力軸回転数を設定しなければならない. また, 負

荷が増加するに伴い補償に必要なひずみエネルギーも大きくなるため, この機構では必要な仕様のばねを市販品の中から入手しにくくなる. その解決策としてばねの並列化などが考えられるが実用性に欠ける. また, 機械ばねは経年変化による寿命があることや, 常に強いばね力が作用するためにメンテナンスが困難になる場合がある.

本報告は, 入力軸回転数の変動や負荷の増大に対応できる空気ばねによる入力軸トルク補償機構を提案する. まず, 負荷が比較的大きい場合を対象とし, 空気ばねに蓄えられるひずみエネルギーが最小となる最適設計法を述べる. 次に, 本機構は設定された入力軸回転数と異なる回転数においても, 制御変数である圧力を制御することにより変動トルクを完全に補償できることを示す. また, 起動時の最適制御法についても述べる.

2. おもな記号

A_c : TCC 正規カム曲線加速度 $= d^2 S_c / dT^2$

A_s : ピストンの断面積

C : 系の総エネルギー

E : 作動系の運動エネルギー

P_∞, P_0, P_1 : 真空, 低圧および高圧時の絶対圧

* 原稿受付 1997 年 3 月 17 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).

S_c : TCC 正規カム曲線変位

T : 正規カム曲線時間

t, t_h : 実時間, 位置決め時間

U : シリンダに蓄えられるひずみエネルギー

V_c : TCC 正規カム曲線速度 $= dS_c/dT$

v_∞, v_0, v_1 : 真空, 低圧, 高圧時のシリンダ体積

y_h : TCC のストローク

γ : ポリトロープ指数

θ_h : 割付角

t_h : 作動系カム装置の出力軸揺動角変位

注) ここで正規カム曲線とは変位曲線の入出力を正規化したカム曲線をいう。

3. 理 論

3.1 トルク補償機構の概略 本報告で扱うカム装置本体およびトルク補償機構の概略を図1に示す。図1のように出力軸に慣性負荷を取付けた系を作動系と呼ぶ。また、破線で囲まれた機構は、入力軸を媒介として作動系により発生する変動トルクを平準化するTCC機構であり、補償系と呼ぶ。

3.2 空気ばねのモデル化 入力軸に作用する変動トルクを相殺するための補償エネルギー源として用いられてきた機械ばねを空気ばねに変更する。空気ばねのピストンの位置と内圧の関係を図2のように定義する。

図2から任意の状態における空気の体積は

$$v = v_0 - A_s \cdot y = v_0 - A_s \cdot y_h S_c(T), \quad 0 \leq T \leq 1 \quad \dots\dots\dots (1)$$

である。ここで、TCC 正規カム曲線変位の境界条件は

$$S_c(0)=1, S_c(T^*)=0, S_c(1)=1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

である。ただし、 T^* は運動エネルギーが最大となる

Fig. 1 Schematic layout of TCC

時刻を示す。

3.3 空気ばねの諸特性

密封されたシリンダ内の状態変化は次のように表せる。

$$P \cdot v^\gamma = P_0 \cdot v_0^\gamma = \text{Const.} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 P は絶対圧とし、ポリトロープ指数 γ は標準大気中の空気として 1.40 とする。

体積が v となるときに密封された空気のもつエネルギーは

$$U = - \int_{\infty}^v P dv = - \int_{\infty}^v \frac{C}{v^\gamma} dv = \frac{C}{\gamma-1} \cdot \frac{1}{v^{\gamma-1}} \\ = \frac{Pv}{\gamma-1} = \frac{P_0 v_0}{\gamma-1} \cdot \left(\frac{v_0}{v} \right)^{\gamma-1} \quad \dots\dots\dots (4)$$

となる。式(4)に各境界条件を適用すると、

$$U_\infty(v=v_\infty)=0 \\ U_0(v=v_0)=\frac{P_0 \cdot v_0}{\gamma-1} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$U_1(v=v_1)=\frac{P_0 \cdot v_0}{\gamma-1} \cdot \left(\frac{v_0}{v_1} \right)^{\gamma-1}$$

が得られる。

3.4 トルク補償の原理

本報告では、作動系の構成を慣性負荷とし、補償系の構成を空気ばね式直動従節とする機構を対象とする。また、補償系の従節の慣性力は無視できるものとする。

作動系の慣性負荷がもつ運動エネルギー E は、

$$E = \frac{I}{2} \left(\frac{t_h}{t_h} V \right)^2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

である。ここで、 V は作動系正規カム曲線速度とする。

作動系が複数の慣性負荷で構成されている場合、全運動エネルギーは $\sum E$ の形で表現できる。そこで入力軸におけるエネルギー平衡式は、式(1)および(4)

Fig. 2 Definition of symbol and states

から次のように得られる.

$$\begin{aligned} C &= \sum E + U = \sum E + \frac{P_0 v_0}{\gamma - 1} \left(\frac{v_0}{v} \right)^{\gamma - 1} \\ &= \sum E + \frac{P_0 v_0}{\gamma - 1} \left(\frac{v_0}{v_0 - A_s \cdot y_h S_c} \right)^{\gamma - 1} \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

3.5 TCC 正規カム曲線の導出 式(7)中の S_c は TCC 正規カム曲線変位であり, 式を変形すると,

$$S_c = \frac{v_0}{A_s \cdot y_h} - \frac{v_0}{A_s \cdot y_h} \left(\frac{P_0 v_0}{(\gamma - 1)(C - \sum E)} \right)^{1/(\gamma - 1)} \dots\dots\dots (8)$$

となる. 式(8)を正規化時間 T で微分すると,

$$\begin{aligned} V_c &= -\frac{P_0^{1/(\gamma - 1)}}{A_s \cdot y_h} \left(\frac{v_0}{\gamma - 1} \right)^{\gamma/(\gamma - 1)} \\ &\quad \times \frac{1}{(C - \sum E)^{\gamma/(\gamma - 1)}} \frac{d \sum E}{dT} \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

$$A_c = -\frac{P_0^{1/(\gamma - 1)}}{A_s \cdot y_h} \left(\frac{v_0}{\gamma - 1} \right)^{\gamma/(\gamma - 1)} \cdot H \dots\dots\dots (10)$$

となる. ここで,

$$\begin{aligned} H &= \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{1}{(C - \sum E)^{(2\gamma - 1)/(\gamma - 1)}} \left(\frac{d \sum E}{dT} \right)^2 \\ &\quad + \frac{1}{(C - \sum E)^{\gamma/(\gamma - 1)}} \frac{d^2 \sum E}{dT^2} \end{aligned}$$

(a) Displacement

(b) Velocity

(c) Acceleration

Fig. 3 Normal motion curve of TCC

とする.

これらの式を用い, 一例として, $A_s = 0.049 \text{ m}^2$, $C = 1510 \text{ J}$, $P_0 = 1.26 \text{ atm}$, $v_0 = 0.01955 \text{ m}^3$, $y_h = 0.2 \text{ m}$ およびカム曲線を MS 曲線とした場合に得られる TCC 正規カム曲線を図 3 に示す.

4. 最適化設計法(エネルギー最小化設計法)

4.1 低圧基準法(E 法) 従来の TCC 機構⁽⁴⁾と同様, 補償系のひずみエネルギーを最小とする最適化は作動系の運動エネルギーが最大となる点を基準とするため, その点に対応する空気ばねの内圧は最低圧になる. 換言すると, 与えられた最大運動エネルギーに対して入力軸変動トルクを平準化するために必要最小限の補償エネルギーを求める基準点は低圧時である. 以下に低圧基準の設計法を示す.

カム機構の出力軸に取付けられた各慣性体(負荷)の仕様が決定されると各時刻における総運動エネルギー $\sum E$ が求められる. ここで, その最大値を $(\sum E)_{\max}$ とすると, 入力軸変動トルクを完全補償するために必要な機構全体の総エネルギー C は最大運動エネルギー $(\sum E)_{\max}$ 以上が必要となり, 次のようになる.

$$C = \lambda (\sum E)_{\max}, \lambda \geq 1 \dots\dots\dots (11)$$

ここで, λ は作動系の最大運動エネルギーを基準とした比率を示す.

次に低圧時の圧力 P_0 を次のように与える.

$$P_0 = \mu P, \mu \geq 1 \dots\dots\dots (12)$$

ここで, μ は標準大気圧を基準とした比率を示す.

一方, 式(5)の境界条件を用いて低圧時のエネルギー平衡式は次のようになる.

$$C = (\sum E)_{\max} + U_0 = (\sum E)_{\max} + \frac{P_0 v_0}{\gamma - 1} \dots\dots\dots (13)$$

さらに式(11)を式(13)に代入すれば, 低圧時の体積は

$$v_0 = \frac{(\lambda - 1)(\gamma - 1)}{P_0} \cdot (\sum E)_{\max} \dots\dots\dots (14)$$

となる. 従節のストローク y_h は式(7)に境界条件 $[S_c = 1, (\sum E)_{\min}]$ を適用すると次のようになる.

$$y_h = \frac{v_0}{A_s} - \frac{v_0}{A_s} \left\{ \frac{P_0 v_0}{(\gamma - 1)(C - (\sum E)_{\min})} \right\}^{1/(\gamma - 1)} \dots\dots\dots (15)$$

一方, 高圧時の体積は式(1)に境界条件($S_c = 1$)を適用すると次のように得られる.

$$v_1 = v_0 - A_s \cdot y_h \dots\dots\dots (16)$$

また, そのときの内圧は式(3)より次のようになる.

$$P_1 = P_0 \left(\frac{v_0}{v_1} \right)^{\gamma} \dots\dots\dots (17)$$

4.2 高圧基準法 4.1 節ではひずみエネルギーを

最小化をするという観点から低圧時を基準としていた。しかし、シリンダの内圧が高圧となる場合には、作動系カム装置が停留区間であることや駆動制御の容易さから、高圧時を基準とするほうが実用的である。

また、工業的な設計という観点から、次のような場合が考えられる。

(1) 高圧時の圧力を基準とする。(P法)

(2) 高圧時の体積を基準とする。(V法)

高圧時の圧力を基準とする設計事例は、高圧供給能力に制約が与えられた場合である。一方、高圧時の体積を基準とする設計事例は、既存のシリンダを用いた場合である。

このような設計制約から出発する場合は、4・1節の低圧基準の設計法から高圧基準に変換する必要がある。

さて、高圧時の境界条件を適用するとTCCに必要なエネルギーは次式のようにになる。

$$C = (\sum E)_{\min} + U_1 = (\sum E)_{\min} + \frac{P_1 v_1}{\gamma - 1} \quad \dots\dots (18)$$

ただし、 C は式(11)が成立しなければならない。

一方、低圧時のエネルギー平衡式は次式である。

$$C = (\sum E)_{\min} + \frac{P_1 v_1}{\gamma - 1} \left(\frac{v_1}{v_1 + A_s \cdot y_h} \right)^{\gamma - 1} \quad \dots\dots (19)$$

式(19)から、従節のストローク y_h は次のようになる。

$$y_h = -\frac{v_1}{A_s} + \frac{v_1}{A_s} \left\{ \frac{P_1 v_1}{(\gamma - 1)(C - (\sum E)_{\max})} \right\}^{1/(\gamma - 1)} \quad \dots\dots (20)$$

状態方程式より、低圧時の圧力は次式のようにになる。

$$P_0 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_1 + A_s \cdot y_h} \right)^{\gamma} = \mu P_a \geq P_a, \quad \mu \geq 1 \quad \dots\dots (21)$$

また、そのときの体積は式(1)に境界条件($S_c=1$)を適用すると次のように得られる。

$$v_0 = v_1 + A_s \cdot y_h \quad \dots\dots (22)$$

4・3 幾何学的制約条件と設計アルゴリズム

動力伝達機構であるTCCは、圧力角および曲率半径に関する幾何学的制約を満足しなければならない。

一般的に直動従節のカム機構の場合には、圧力角 Ψ の限界値として 30° 程度といわれていることから、限界値を次式に示す。

$$|\Psi|_{\max} \leq 30 \text{ deg} \quad \dots\dots (23)$$

また、カム輪郭の凸部切り下げを回避するために、カムフォロア中心軌跡における凸部の曲率半径 ρ はカムフォロア径 D_f に対してある程度大きくなければならないので、曲率半径の限界値は、次式のようになる。

$$\rho \geq D_f \quad \dots\dots (24)$$

以上の三つの設計思想をもとに、その手順を図4に示

す。

5. 任意速度における最適制御

5・1 入力軸に作用する変動トルク 空気ばね式TCC機構では、慣性エネルギーとひずみエネルギーという異なる性質のエネルギー量を平衡状態に維持するために、入力軸の回転数を一定の値に設定した。しかし、工業的な理由により、設定した回転数以外で駆動しなければならない場合が生じることも少なくない。そこで、ある回転数で設計された空気ばね式TCC機構を設定回転数以外で駆動する場合、入力軸に作用する変動ピークトルクが最小となる制御法が必要となる。

本機構は共通入力軸に位置決め動作用カムとトルク補償用カムを取付けているため、作動系カムによる変動トルクを M_I 、補償系カムによる変動トルクを M_{Ic} とすると、機構全体に作用する入力軸トルクは次のようになる。

$$M_I + M_{Ic} = I \ddot{\theta} + F \frac{\dot{y}}{\dot{\theta}} = R \quad \dots\dots (25)$$

ここで、 I は出力軸負荷慣性モーメント、 F はピストンの力を表すものとする。また、 R は各時刻における入力軸変動トルクを示し、 $R=0$ は変動トルクを完全に相殺した状態を示す。式(25)を書き換えると次のようになる。

$$R = \frac{1}{\theta_h} \left[I \left(\frac{\pi \tau_h N^*}{30 \theta_h} \right)^2 A V + A_s \left\{ P_N^* \left(\frac{v_1}{v} \right)^{\gamma} \right\} y_h V_c \right] \quad \dots\dots (26)$$

ここで、

$$\dot{\theta} = \frac{\theta_h}{t_h^*}, \quad \dot{v} = \frac{\tau_h}{t_h^*} V, \quad \ddot{v} = \frac{\tau_h}{(t_h^*)^2} A,$$

$$\dot{y} = \frac{y_h}{t_h^*} V_c, \quad t_h^* = \frac{60}{N^*} \cdot \frac{\theta_h}{2\pi}$$

である。 N^* は任意の入力軸回転数、 P_N^* は N^* のときの高圧側の圧力、 t_h^* は N^* のときの位置決め実時間を表すものとする。

式(26)において、 $I, \tau_h, A, V, \theta_h$ は仕様から決定された既知の量であり、 A_s, v_1, y_h, V_c はTCCの設計過程で決定された量である。このことから、任意の入力軸回転数 N^* が与えられたとき、変動トルク R は P_N^* のみの変数となる。換言すると、圧力を制御することが可能である空気ばねは、内圧と速度の二乗に比例する慣性トルクとの間に線形性があり、入力軸回転数の変動に対してロバスト性を有している。

式(26)に変動トルクを完全に相殺した状態である $R=0$ を代入し、制御圧力 P_N^* の式に書き換えると

(a) The main flowchart for design

(b) The procedure of the method P

(c) The procedure of the method E

(d) The procedure of the method V

Fig. 4 Flowchart of optimal design procedure

$$P_N^* = -I \left(\frac{\pi \tau_h N^*}{30 \theta_h} \right)^2 \frac{AV}{A_s y_h V_c} \left(\frac{v_0 - A_s y_h S_c}{v_1} \right)^\gamma \quad \dots\dots\dots (27)$$

となる。ここで、式(27)の右辺にマイナスの符号が表れているが、作動系カム曲線とTCCカム曲線の間には次式のような関係が成立しているため式(27)全体では常に正となり、制御圧力 P_N^* は正となる。

$$\frac{AV}{V_c} \leq 0 \quad \dots\dots\dots (28)$$

5.2 最適制御の必要性 5.1節では空気ばねによるTCC機構は入力軸回転数の変動に対して圧力を調整することでロバスト性を有することを述べた。一方、本機構では空気ばねが常に押しばねであるという仮定より、シリンダの内圧は大気圧以上でなければならないが、式(27)では大気圧以下となる場合がある。例えばカム装置を起動する場合である。そこで、起動から目標とする回転数までの過渡期間において、入力軸に作用する変動トルクを完全補償できる制御分岐点を探す必要がある。

5.3 駆動制約条件 設計されたTCC機構にお

いて、高圧および低圧時の体積は固定値となり、低圧時の圧力制約 $P_0 = P_a$ を代入した状態方程式は

$$P_{\text{Sepa}} = P_1 = P_0 \left(\frac{v_0}{v_1} \right)^\gamma = P_a \left(\frac{v_0}{v_1} \right)^\gamma \quad \dots\dots\dots (29)$$

となり、制御分岐点までの制御圧力 P_N^* を P_{Sepa} にしなければならない。また、制御分岐点となる入力軸回転数は、式(26)を変形し、低圧時の境界条件を適用し、式(29)を代入することにより、次のようになる。

$$N_{\text{Sepa}} = \frac{30 \theta_h}{\pi \tau_h} V_m \sqrt{\frac{2}{I} \left(\frac{P_{\text{Sepa}} v_1}{\gamma - 1} \right) \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_0} \right)^{\gamma-1} \right)} \quad \dots\dots\dots (30)$$

5.4 最適制御線図 5.3節までの理論から、空気ばねによるTCC機構の一般的な最適制御線図を図5(a)に示す。

図5中の領域区分は、大きく分類すると低圧時の圧力制約を満たさない領域Iと完全補償が可能な領域IIとに大別できる。さらに、前者の領域を状態により分類すると、次のような二つになる。一つは、シリンダの内圧が高圧時および低圧時ともに大気圧以下となる領域I-1である。もう一つは、内圧が高圧時では大気圧以上であるが、低圧時では大気圧以下となる領域I-2である。この領域では押しばねと引きばねの両方の状態となるため、溝カムのような両壁を拘束するカムとすることにより、変動トルクを完全補償できる範囲が拡大する。

また、低圧時の圧力制約を満たさない領域および完全補償が可能な領域での入力軸に作用するトルク状態を図5(b)および(c)に示す。

6. シミュレーション

6.1 カム機構およびTCCの諸元 本章のシミュレーションに用いるカム装置の諸元を表1および2

Table 1 Specifications of main cam

Item	Symbol	Value	Unit
Rotation angle	τ_h	$\pi/6$	rad
Inertia	I	285.13	kg · m ²
Period angle	θ_h	$31\pi/18$	rad
Operating speed	N	90.0	rpm

Table 2 Specifications of TCC

Item	Symbol	Value	Unit
Maximum radius for TCC	R_{max}	0.35	m
Minimum radius for TCC	R_{min}	0.15	m
Diameter of cylinder	d	0.25	m
Limited high pressure	P_{limit}	5.00	atm
Diameter of Cam follower	D_f	0.15	m

(a) Optimal high pressure vs. operating speed

(b) The fluctuation of input shaft torque in area I

(c) The fluctuation of input shaft torque in area II
① Torque by Main cam ② Torque by TCC

Fig. 5 Optimal pressure control for transient cycle

Table 3 Optimaization of design

Item	Diameter of cylinder	Stroke of TCC	Optimal ratio	High pressure	Low pressure	High volume	Low volume
	d [m]	y_h [m]	λ	P_1 [atm]	P_0 [atm]	v_1 [m ³]	v_0 [m ³]
Used model	0.25	0.2000	8.268	5.000	2.444	0.02018	0.03000
Method E	0.25	0.2000	4.108	5.000	1.260	0.00973	0.01955
Method P-1			3.303	6.000	0.981	0.00671	0.01652
Method P-2			6.056	4.000	1.659	0.01722	0.02704
Method P-3	0.35	0.1552	2.550	5.000	0.051	0.00604	0.02097
Method V	0.25	0.2000	6.820	4.153	1.959	0.02018	0.03000

に示す。

6・2 設計事例 これらの諸元をもとに、作動系カム曲線としてMS曲線⁽⁶⁾を用いた設計例を表3に示す。表中のUsed modelのデータは、本理論が確立する以前に設計された実機の諸元からエネルギー比率 λ などを計算したものである。Method Eとは低圧基準法(E法)を用いて、Used modelを基準とし、空気ばねに蓄えられるエネルギーが最小となる設計事例である。また、Method P-1からP-3は、もう一つの設計手順である高圧基準法の圧力基準(P法)を用いて、設計された事例であり、Method P-1およびP-2の条件は、高圧時の圧力をUsed modelを基準として若干高低させた場合の設計事例を示す。一方、Method P-3はUsed modelに対して、シリンダ径を若干大きくした場合の設計事例である。Method Vは高圧基準法の体積基準V法を用いて、高圧時の体積をUsed modelと同値とした場合の設計事例である。

表3から、本論文で提案したいずれの方法においても目的関数 λ の値が実機よりも小さく、有用であることが示されている。

7. 結 言

これまでの機械ばねによる入力軸トルク補償機構では、補償する対象が比較的大形の場合には必要なひずみエネルギーが大きくなるため、市場から容易に必要なばねが得られないという問題があった。また、機械ばね式TCC機構では設定された入力軸回転数以外の

速度において、入力軸に作用する変動トルクを完全に相殺することはできないという問題があった。

本研究ではこれらの問題点を改善するために、空気ばねを用いた入力軸トルク補償カム機構を新たに提案した。本研究により得られた結果を以下に示す。

(1) 本研究における最適化設計は、与えられた仕様に対して空気ばねに蓄えられるひずみエネルギーが最小となる目的関数 λ を導入することで、一意的に各設計変数を決定することが可能である。

(2) 工業的な制約条件(高圧供給能力に制約がある場合や既存するシリンダを用いた場合)に対して、内圧が最小となるような安全性を考慮した設計法を示した。

(3) 本機構は設定された入力軸回転数以外の速度でも入力軸変動トルクを完全に相殺することが可能である。

文 献

- (1) 西岡雅夫, 入力軸ねじりの振動のないインデックス装置, 機講論, No. 771-1, (1977), 103-105.
- (2) 西岡雅夫, カム式位置決め装置の入力軸トルク補償機構の研究, 第2報 理論の検証, 機論, 60-569, C(1994), 338-342.
- (3) 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.
- (4) 西岡雅夫・高村素夫, カム式位置決め装置の入力軸トルク補償機構の研究, 第4報 ばね式機構の最適設計, 機論, 62-602, C(1996), 4063-4068.
- (5) 牧野洋, 自動機械機構学, (1976), 28, 日刊工業新聞社.