3 本 ロール の 動 剛 性*

—ブルドン管圧力計に関する研究 (第7報)—

河 野 寛** 古 川 浩***

On the Dynamic Rigidity of the Bender with Three Rollers

—Studies on the Bourdon Tube Pressure Gauge (7th Report)—

Hiroshi KONO, Hiroshi FURUKAWA

In case that we discuss the accuracy of the Bourdon tube pressure gauge, it is supposed that errors of the shape and dimension of the Bourdon tube which arise from manufacturing process, especially the errors of the radius and the thickness, are respectively one of a primary factor which has influence upon the accuracy. But the relation between these errors and the dynamic rigidity of the bender has not been found before. In this paper we regard the bender as a structure which consists of three rollers and the Bourdon tube, and by means of F. E. M. we analyzed how the dynamic rigidity of the roller system would have influence on the errors of the Bourdon tube in the manufacturing process. From the nature of the subject we also considered the Eigenvalue problem and its acceleration technique, especially the Origin Shift Method and estimation of initial values to the number of the Origin Shift, etc.

1. は し が き

ブルドン管は複雑な形をした特殊なばねであるから、機械的な感圧素子単体としての精度は、検定精度と使用精度の二つに分けて考える必要がある¹⁾。最近では最適加工条件を設定すると使用精度が0.04%以内に収まる超精密な製品も得られるようになった²⁾が、この最適加工条件を満足させるための因子は数多くあり、その中で曲げ加工機の剛性、特に成形時における動剛性は製品の精度に最も大きな影響を与えるものの一つと考えられている。

従来、塑性加工用機械の動剛性に関する文献はほとんどなく、試作した精密曲げ加工機と慣用の曲げ加工機(以下それぞれ精密用、慣用と呼ぶ)の動剛性の違いも明確でなかったので、本論文では曲げ加工機の動剛性が製品であるブルドン管の精度にいかなる影響を与えるかを調べてみた。その内容は使用精度が0.04%の精密ブルドン管とその加工機である精密3本ロールの曲げ加工

プロセスを一つの動的パターン化し、これに動的な外力が作用した時の系の挙動、すなわちブルドン管と加工機の相互作用を計算して、ブルドン管の寸法・形状誤差に及ぼす影響を考察したものである。実際に精密曲げ加工機の減衰効果を測定し、これと慣用の動剛性を比較検討すると共に解析結果とも照らし合わせ今後のブルドン管加工技術を向上させるための一助となることを目的としている。

動的挙動の解析は、二次元面内変形三角形要素を用いる F. E. M. (有限要素法) を利用して構造系を理想化し、得られた行列方程式をモード重ね合法を用いる任意形の外力による動的応答問題として計算した。また、中型計算機を使用して効率良く比較的大形の固有値問題を解くため「大坂の方法」³⁾を用い、更に安定かつ迅速に固有値問題を処理する目的から固有値の加速法についても数値実験を混じえて考察した。

2. F. E. M. による動的問題の記述⁴⁾

最小化されるべき系の汎関数を未知関数 $\{d\}$ に関する系のポテンシャルエネルギー式であるとする。すなわち

$$J[\{d\}] = \int_V \{ \{\sigma\}^T \{\epsilon\} - \{\bar{Q}\}^T \{f\} \} dV - \{F\}^T \{d\} \quad (1)$$

ここに、 $\{\sigma\}$, $\{\epsilon\}$, $\{\bar{Q}\}$, $\{F\}$, $\{f\}$ はそれぞれ応力、ひずみ、広義の物体力項、節点荷重及び $\{\bar{Q}\}$ による変位であ

* 原稿受付 昭和52年11月11日。昭和50年度塑性加工春季講演会(昭和50年5月12日)および第26回塑性加工連合講演会(昭和50年11月12日)ならびに昭和52年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和52年10月17日)にて発表。

** 正会員 中央大学大学院(現・東京電機大学工学部; 東京都千代田区神田錦町2-2)

*** 正会員 中央大学理工学部(東京都文京区春日1-13-27)

る。このとき式(1)の停留関数は系の微分方程式と境界条件を同時に満足する解と同等であり、微分方程式の解法は系の停留関数を求めることに帰着される。

構造全体を三角形要素(3節点1次A要素)に分割し各要素内の変位状態を1次の形状関数 $[N]$ で表すとき

$$\{f\} = \sum_{i=1}^3 N_i [I] \{d_i\} = [N] \{d\}, \quad [I] = \begin{Bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

代表要素 e の汎関数を $\{d_i\}$ で変分し変形整理すれば

$$\frac{\partial J^e}{\partial \{d_i\}} = \frac{\partial \{d_i\}^e}{\partial \{d_i\}} \int_{V^e} [B]^T [D] [B] dV \{d\}^e - \int_{V^e} [N]^T \{\bar{Q}\} dV - \{F\}^e \quad (3)$$

となる。ただし $[D]$, $[B]$ はそれぞれ材料特性及びひずみと変位の関係を表す行列⁴⁾である。また各要素ごとに停留条件 $\partial J^e / \partial \{d\}^e = \{0\}$ を導入し、構造全体にわたって合成し変形整理すると $\{d\}$ に関する連立1次方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} [M] \{d, u\} + [C] \{d, u\} + [K] \{d\} + \{F\} &= \{0\} \\ \{d, u\} &= \{\partial d / \partial t\} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに、左辺第1,2項は式(3)の $\{\bar{Q}\}$ に含まれる広義の物体力に関する項である。また $[M]$, $[C]$, $[K]$ はそれぞれ質量、減衰及び剛性行列で、次式を全要素にわたって総和して得られる。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} [M]^e &= \int_{V^e} [N]^T \rho [N] dV \\ [C]^e &= \int_{V^e} [N]^T \mu [N] dV \\ [K]^e &= \int_{V^e} [B]^T [D] [B] dV \\ \{F\}^e &= -\{F\}^e - \int_{V^e} [N]^T \{Q\} dV \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ただし ρ , μ は密度及び減衰定数である。

機械系の動的挙動を取扱う場合、高次モードの減衰性が高く低次の2,3のモードで記述できるため、式(4)の解法としてモード重ね合せ法⁷⁾を用いると有効である。このとき、変位 $\{d\}$ は各固有ベクトルの組 $\{u\}$ と各モードの振幅を表す係数 $\{Q\}$ の1次結合で次のように表せる。

$$\{d\} = \{u\} \{Q\} \quad (6)$$

また、減衰行列を質量及び剛性行列の1次結合とする。

$$[C] = a \cdot [M] + b \cdot [K] \quad (a, b: \text{定数}) \quad (7)$$

式(6), (7)を式(4)に代入し、左から $\{u_r\}^T$ を掛け $\{Q\}$ の r 番目の式をモードの直交性を利用して変形整理すると

$$\left. \begin{aligned} \ddot{q}_r + 2\zeta_r \omega_r \dot{q}_r + \omega_r^2 q_r &= F_r^* / m_r^* \\ \dot{q}_r &= dq_r / dt \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} m_r^* &= \{u_r\}^T [M] \{u_r\}, \quad F_r^* = -\{u_r\}^T \{F\} \\ K_r^* &= \{u_r\}^T [K] \{u_r\}, \quad C_r^* = (a + b \cdot K_r^*) / m_r^* \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ただし ω_r と ζ_r は r 次の固有振動数と減衰係数である。

外力が任意な形状の関数で与えられる時の式(8)の特殊解 q_r' は微小時間内の外力を一定の衝撃力と考え、この解を外力が作用する全領域にわたって重ね合わせ、その極限值として得られる次のDuhamel積分⁶⁾で表される。

$$\begin{aligned} q_r' &= \int_0^t F_r(\tau) \cdot h(t-\tau) d\tau, \quad \omega_r' = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \\ h(t-\tau) &= \exp[-\zeta_r \omega_r (t-\tau)] \{ \sin \omega_r' (t-\tau) / m_r^* \cdot \omega_r' \} \end{aligned} \quad (10)$$

また、式(8)の同次解 q_r'' は次式で与えられ、

$$q_r'' = \exp[-\zeta_r \omega_r t] \{ \alpha \cos \omega_r' t + (\beta + \zeta_r \omega_r) \sin \omega_r' t / \omega_r' \} \quad (12)$$

$$\alpha = q_r(0), \quad \beta = \dot{q}_r(0) \quad (13)$$

そして、時刻 t における節点変位は次式で与えられる。

$$\{d\} = \sum_r \{u_r\} [q_r' + q_r''] \quad (14)$$

3. 固有値問題

動的挙動を解析する上には、系の固有振動数と固有ベクトルを求める必要がある。これは式(4)の左辺第2,4項をゼロと置いた自由振動の式から、特性多項式の根を求める次の固有値問題解法に帰着される。

$$\det [K - \lambda M] = 0 \quad \text{OR} \quad Ku = \lambda Mu, \quad \lambda = \omega^2, \quad u \neq 0 \quad (15)$$

ここに u は $\{d\}$ の振幅ベクトルであり、その根及びこれに属するベクトルをそれぞれ λ_r, u_r として、 r 次の固有値及び固有ベクトルと呼ぶ。本論文では、式(15)の解法にベクトル反復法の一つである「大坂の方法」⁸⁾を用いた。この方法は数学的に逆反復法と同じ理論で説明でき、方法論的には式(15)を連立1次方程式の解法過程に帰着しており、F.E.M.に現れる大形行列処理というネックを中形以下の計算機でも克服することが可能となる。またベクトル反復法に属する解法では解の安定性及び収束性を高めるため何らかの加速法が用いられる。本論文では原点移動法を用いた。これを大坂の方法に適用するには、

$$K' = K - \lambda^* M, \quad \lambda^* \lambda_r, \lambda^* > 0 \quad (16)$$

なる K' を作り反復すれば良い。この時 λ^* を移動量と呼び、 λ^* を各反復演算時一定にすれば、簡単なプログラム変更だけで演算時間も増やすことなく加速できる⁵⁾。

図1は横軸に収束までの反復回数 n 、縦軸に設定移動量 λ^* (反復中一定)をとり反復演算した数値実験の結果で、図中に収束性が悪い領域が存在し、 λ^* のとり方が問題となる。そこで、原点移動を実行した時に安定で、か

理論値: 1次 0.154 62, 2次 1.175 10, 3次 5.503 60

図1 原点移動量と収束回数 (λ^* を一定に決めて反復し, 収束を得るまでの反復回数をプロットしたもの)

つ収束するための λ^* に対する設定値の推定条件を求め

る。任意の λ^* をとり λ_r に収束するための条件は

$$\left. \begin{aligned} \lambda^* < |\lambda_r + \lambda_i|/2 \\ i > r, r=1, 2, \dots \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

原点移動により収束度が前回より増加するための条件は

$$\left. \begin{aligned} |(\lambda_r - \lambda^*)/(\lambda_i - \lambda^*)| \\ < |\lambda_r/\lambda_i| < 1 \\ |\lambda_r| < |\lambda_i| \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

であり, 固有値の大小関係を次式で与えるものとする。

$$\lambda_i = a_r \lambda_r, a_r > 1, i > r \quad (19)$$

式 (17)~(19) より λ^* に対する推定条件は次式となる。

$$0 < \lambda^* < 2a_r \lambda_r / (1 + a_r) \quad (20)$$

これより近接固有値 ($a_r \approx 1$) の時は $\lambda^* < \lambda_r$ なる λ^* を用いなければ所望の λ_r に加速されながら収束することができない。図1の場合 $a_1 \approx 7.6$ であるから $\lambda^* < 0.27$ となり, この範囲外の λ^* を利用した時の λ_1 への収束度は悪く, 図と一致する。このように, 原点移動法は加速法であるが, 必要な固有値の安全な算法とも言え, この意味からも加速法を用いる必然性も理解されよう。

4. 解析プログラム

このシステムは, ① F.E.M. による行列作成と固有値問題の解法ならびに ② 動的挙動計算の2本のプログラムから構成され, 両システムのデータ交換として M.T. 1本を用いた。従って系の動的挙動は各種条件を変更しても計算は容易で時間的ロスが非常に少ない。また, 入力①が F.E. のパターン, 材料特性, 境界条件, 初期条件等で, ②は外力波形, 減衰定数, 出力時間間隔等である。さらにこのシステムは FACOM 230-25 (65 KB), 8B 演算を行い最大 300 元の行列処理が可能である。また質量行列としてランブトマスを用いた 110 元の行列で 4 次モードまで計算した時の計算時間は約 11 min であった。

5. ブルドン管曲げ加工機への適用

ブルドン管曲げ加工機の概要は図2に示す。また各部

慣用(正面より)

精密用(正面より)

慣用(側面より)

精密用(上より)

図2 3本ロール方式ベンダ

図3 3本ロール概略図(側面図)

図4 要素分割図

の概略について精密用と慣用で対比すると、ロール部では、長さ170 mm 対 200~400 mm、直径 $\phi 42 \pm 1 \mu\text{m}$ 対 $\phi 30 \sim 40$ 、表面粗さ0.3 S 対 12 S、回転むら $\pm 0.5\%$ 対 $5 \sim 20\%$ である。保持法は精密ニードルベアリングと平軸受、そのガタは $\pm 1.2 \mu\text{m}$ と $50 \mu\text{m}$ 、またフレームは精密用が $40 \times 50 \text{ mm}$ 角の鋼4本で支持されているのに対して、慣用は铸铁製の左右フレームを $\phi 20$ ボルトで固定している。

両者共図3(a)のような3本ロールからなる構造体であるが、ロール系の動的変動がブルドン管に与える影響を両者の相互作用として考察する時に、ロール R_3 と素管との衝突現象から解析する場合の初期的近似モデルとして、図3(b)のような矩形断面を有する二次元構造体であるとして理想化し要素分割を行った。この要素分割図は図4に示されており、ロール部は紙面に垂直な軸方向の長さに対応する厚みを持つ。平円形断面の垂直な素管

は、送りロール R_1 と支持ロール R_2 にはさまれて前方に送られ、曲げロール R_3 に接触した時その速度と各ロールの相対位置で決まる曲げモーメントを受けて支持ロールの近くから曲げられ、次第にブルドン管に成形されて行く。この場合支持ロール系の動剛性の大小はブルドン管の短径と肉厚の変動及び曲率誤差の発生に関係し、曲げロールのそれは曲率誤差に影響を与えるから、支持ロールと曲げロールを別々に取扱い、系に矩形波状の外力が加わる時の動的挙動を前記プログラムで計算し、その結果からベンダの動剛性が曲げ加工中にブルドン管の寸法と形状誤差、ひいては精度に与える影響を考察した。

5.1 支持・送りロール系の動剛性による影響

素管が曲げ加工されて行く初期の段階では、支持ロールと送りロール及びブルドン管の三者間には相互に力が作用して系に比較的大きな動的変動を生ずるが、その後ごく短い一定の時間を経てその動きは定常的となり、力が消滅するまで同じ状態が持続される。そして曲げ加工が終了し、この力が消滅すると同時に系はまた動的変動をしながら静的安定状態にもどって行く。この一連のロール系の挙動でブルドン管の寸法精度や形状誤差に影響を与えるのは力が作用し始めた直後から後の挙動(初期応答と呼ぶ)と力が消滅した直後から後の挙動(除荷後応答と呼ぶ)である。前者においては素管の進行方向の力である軸力はほとんどゼロと見なせるが、これと垂直な平面内におけるロール系の変動はそのまま被加工材に影響を及ぼし、短径や肉厚等の寸法誤差とこれらによる形状誤差の原因となり、後者はロールに残った振動が次の曲げ工程に影響を及ぼす因子となる。

系の各振動モードに対する固有振動数と固有ベクトルは、精密用と慣用について解いたものを図5の(a),(b)に示す。これらの値を基に表1と図4の表に記された条件に従ってロール系の動的挙動を計算した結果が図6(a),(b)である。縦軸は節点変位を、横軸は $t/\sqrt{\sum 1/\omega_i^2}$ によって無次元化した値を示し、実線が精密用、点線が慣用で、いずれも図4のA点における値をプロットしてある。

この図から慣用は動的変動量も大きく減衰性も悪いため、連続曲げ加工を考えるとブルドン管への影響も直接大きく伝わり、これによって次の曲げ工程では曲げロールに不規則な変動が伝わる原因にもなっている。これに反して精密用では動的変動量も小さくその動剛性は非常に大きい。従って動的変動がブルドン管の寸法諸元や形

図5 固有振動数と固有モード

表1 係数と特解

ロールの種類	支持ロール		曲げロール	
	精密用	慣用	精密用	慣用
要素数	52	54	87	58
節点数	46	44	62	48
a (s ⁻¹)	1 400	1 100	1 400	900
b (s)	0.8×10^{-5}	0.4×10^{-5}	0.1×10^{-4}	0.8×10^{-5}
P (kg) 荷重のベクトル成分	R ₁ ロール (200, 60) R ₂ ロール (180, 20)	R ₁ ロール (200, 60) x 方向, y 方向 R ₂ ロール固定	(40, 20) x 方向, y 方向	(20, 40) x 方向, y 方向
外力の形状

t	qr'	上のような外力の形状を仮定した時の特解
(1) $t < 0.001$	$qr' = P \times 10^3 \times \int_0^t \tau h(t - \tau) \, d\tau$	
(2) $0.001 < t < 1.6$	$qr' = P \left\{ 10^3 \times \int_0^{0.001} \tau h(t - \tau) \, d\tau + \int_{0.001}^t h(t - \tau) \, d\tau \right\}$	
(3) $t > 1.6$	$qr' = P \left\{ 10^3 \times \int_0^{0.001} \tau h(t - \tau) \, d\tau + \int_{0.001}^t h(t - \tau) \, d\tau - \int_{1.6}^t h(t - \tau) \, d\tau \right\}$	

状誤差に与える影響はほとんど無いと言うことができる。

実際に図6(a)でロールの最大変位量 $\delta_{\max}$ がそのままブルドン管の短径誤差 Δb に影響を与えるものと考えれば、短形2bの寸法誤差の割合 E_b は次式で与えられる。

$$E_b = (\Delta b / 2b \approx \delta_{\max} / 2b) \times 100 \quad (\%) \quad (21)$$

$2b = 10$ mmの大型ブルドン管について精密用と慣用を比較すると $\delta_{\max}$ は 0.21×10^{-5} mmと1.37 mmであるから E_b はそれぞれ0.0002%と13.7%になる。製品の実測によると慣用の E_b は15%前後であるから計算値は実物とよく一致していると言えよう。また、精密用では E_b の測定値が1%前後になっているから計算値はこれと比べると極端に小さい。その理由は実験値が完成した製品について計測した値であって、支持ロールと曲げロールのすべての影響を含んでいるのに対し、計算値は単に支持ロールの変動による短径誤差への影響のみを換算したことによる差と考えられ、逆に精密用支持ロール単独の剛性が非常に大きいことを物語っている。そこで支持・送りロール系で支持バーのロールに最も近い所に位置の補正をしたひずみゲージを貼り、 10^{-6} スtrenで300 mmふれる動歪計で実験したところ、最高レンジで計測しても系の振動パターンは発生せず、前記の解析を裏付ける結果が得られた。従

って、ブルドン管の精密加工は送り・支持ロール系よりも曲げロールの動剛性に依存する度合が大であると言える。

5.2 曲げロールの動剛性による影響

ブルドン管の曲率変化、すなわち曲げ変位量を決める因子である曲げロールの動的な変動は曲げモーメントの変動につながり、曲げ半径に誤差を生ずる原因となる。実際に曲げロールが大きく変動するとその最大及び最小変位の幅で曲げモーメントが変動し、曲げ半径は一樣にならない。曲げロールの各振動モードに対する固有振動数と固有ベクトルは図5(c), (d)に精密用と慣用についてそれぞれの計算結果を示した。この値を利用

図6 結果

して表1と図4の表の条件を基に曲げロールの動的挙動を算出したものが図6(c), (d)である。また曲げロールの動的挙動は測定の対象が回転しているため直接ひずみゲージをロールに貼って実験的に求めることができない。そこで精密用では曲げロールとはほとんど同じ挙動をすると見なせる支持バーにひずみゲージを貼り、ゲージの位置による補正を行ってからロールを自由振動させてそのアナログ変位をとった。図6(e)がその記録で、横軸は $t/\sqrt{\sum 1/\omega_i^2}$ 、縦軸はすべての波の振幅 a_i ($i=1, 2, \dots$) を最大振幅 $a_{\max}$ で割った値で、いずれも無次元量である。図6(c), (d)は縦軸が長さであるからこれと直接比較することはできないが、この場合も無次元化すれば(e)とその大小を論ずることが可能である。これによ

a: 初期工程, b: 任意の工程, c: ロール R_3 が動的変動を起こしたため Δh だけ曲率変位誤差が生じた状態

図7 曲率半径誤差とロールのモデル

ると両者の波形は類似し、周期も一致している。ただ実験値の初めの正の振幅だけは計算値より少し大きくでているが、これは精密用で普段成形する際に曲げロールを固定する目的で使用している二つの支持バーのうち一つを、この機械に限りロールに作用する力の測定装置を内蔵するために外して片持構造とした結果、剛性が小さくなっていることに起因する。また曲げロールのB点の挙動を示す図6(c)の最大振幅は、図7におけるモデルの曲げ変位量 h の誤差 Δh と考えられる。3本ロールによる曲げ加工は8~30工程で行われるが、この加工が一工程で行われるとした時の曲げ半径の誤差 Δr を百分率で表した E_r は次式で与えられる。

$$E_r = \Delta r / r \times 100$$

$$= [\sqrt{2} - \{1 + (\Delta h / X)^2\}^{1/2}] \times 100 \quad (\%) \quad (22)$$

ただし、 X は曲げの生ずる点からブルドン管と曲げロールの接触点までの距離で $X=50$ mm の場合、片持構造の精密用と慣用の Δh は最大 0.19 mm と 0.3 mm で E_r は 0.26% 及び 0.19% となり後者の方が若干小さいが、いずれもブルドン管は真円に近い形で成形されていることになる。20年前筆者の一人がミューメトロンを付けた曲率測定器により $r=100$ mm と 36 mm のブルドン管の真円度を測定した結果は、偏差がいずれも $\pm 4/100$ mm 以内であった⁹⁾¹⁰⁾。このことは当時の慣用で成形した製品の E_r が実測で 0.04~0.11% となり、今回の F.E.M. による計算値とはほぼ一致していることを示している。更に図6(c)の振動が減衰した状態で残る負の変位は静的曲げ変位量の誤差 Δh_s と理解でき、これを E_r に換算すると精密用、慣用それぞれ 0.05%, 0.07% となつてわずかではあるが片持構造にもかかわらず精密用が良い。このことは精密用の静的剛性が大きいことを示し、両支え構造時の動剛性が非常に良くなることも示唆している。

表2 計算による結果の一覧

ロールの種類	機 種		精 密 用	慣 用
	寸法誤差の割合 E と減衰性			
送り・支持 ロール系	E_b (%)		0.000 2	13.7
	減 衰 性		抜群によい (ほとんど剛体)	非常に悪い
曲げロール	静負荷による たわみ量の 割合 (%)	両支え 片持ち	0.000 02 0.03	—
	E_r (%)		この機械に限り 0.26*	0.19
	減 衰 性		片持構造にか かわらず比較的良 い*	あまり良くない

* 実際は両支え構造であるから片持構造の値に比してけた違いに E_r は小さく、減衰性の良いことが期待される。

6. む す び

3本ロール方式による曲げ加工機の動剛性がブルドン管の寸法と形状精度に与える影響を F. E. M. を使用した解析と実験値から考察し、表2の結果を得た。これをまとめると以下の通りとなる。

- (1) 製品の品質精度は動剛性の大小によって大きく左右され、動剛性が大きい程、精密で性能が良い。
- (2) 精密用の送り・支持ロール系は、ほとんど剛体と見なしてよく、ブルドン管の精度は曲げロールの動剛性に依存するところが大きい。
- (3) 曲げロールを片持構造にした場合の精密用と両支え構造の慣用を比べると、総合的な動剛性は前者がわずかに良いがかなり近い。従って両支え構造にした精密用ベンダはけた違いに動剛性が大きいものと期待される。
- (4) 実験条件を考慮すると計算値と実験値は良く合っ

ており、表2の慣用の曲率誤差も以前曲率測定器により実測した結果と良く一致した。

(5) 本論文のシステムは、低速機を用いて比較的大形の行列を処理する設計であるが、高速機への拡張も容易で、より大形の問題を迅速に処理することができる。

(6) 固有値問題における原点移動法の移動量の安全な推定は解の安定性、収束性の両面からも重要である。

終わりに本研究に対して種々御助言御討論いただいた東大神保泰雄教授、高野政晴助教授に深謝すると共に実験に御協力いただいた中大大学院高橋一雄氏に心から御礼申し上げます。

文 献

- 1) 古川 浩, 笠松 勇, 高橋一雄: ブルドン管の精度について, 昭和52年度精機学会秋季大会学術講演会前刷(1977) 551.
- 2) H. Furukawa & K. Takahashi: On the Roll Forming of the Burdon Tube, Proc. Int. Conf. Prod. Engg., JSPE, (1974) 268.
- 3) 大坂 憲: 有限要素法(その10), 日本造船学会誌, **495** (1972) 464.
- 4) O. C. Zienkiewicz: The Finite Element Method in Engineering Science, McGraw-Hill, New York, N.Y., (1971).
- 5) 古川 浩, 河野 寛: 精密ブルドン管成形用ベンダ(三本ロール)の動剛性, 中大紀要, **8** (1975) 125.
- 6) J. S. Premieniecki: Theory of Matrix Structural Analysis, McGraw-Hill, New York, N.Y., (1968).
- 7) R. W. Clough: Analysis of Structural Vibrations and Response, Alabama Press, Huntsville, Alabama, (1972).
- 8) 古川 浩, 高橋一雄: 未発表.
- 9) 小川正義, 古川 浩, 笠松 勇: ブルドン管圧力計について, 生産研究, **8**, 1 (1956) 1.
- 10) 古川 浩, 笠松 勇: ブルドン管の円弧について, 中大70周年記念論文集(1955-11) 201.

情 報

(p. 39より続く)

採用用語は JIS に現在使用されている光学に関する用語のほか、今後 JIS に使用されることが予測される可能性の高いものを主に収録したが、極めて専門的であるものと考えられるものや、限られた分野でしか使われていないものは省略している。

国際的な規格についても現在、使用されているもの

や、これから国際規格として認められるであろう用語も採用した。たとえば国際照明委員会 (CIE) や国際電気標準会 (IEC) の国際用語集などに記載されている用語、外国規格で使用されている用語、権威ある外国語の光学図書に使用されている用語などである。

(服部 敏夫)