Elastomer Shear Pad を用いる RCC デバイスの新しい設計法*

周 桑 完^{*1}, 吉原 尚孝^{*2}, 宮崎 文夫^{*3}

New Design Method for RCC Device Using Elastomer Shear Pads

Sangwan JOO, Naotaka YOSHIHARA and Fumio MIYAZAKI

The mechanical behavior of RCC (Remote Center Compliance) devices using elastomer shear pads depends on the number of elastomer-metal layers, the thickness and radius of the elastomer and metal, and the axial and lateral stiffness of the elastomer. These parameters have to be considered for complete analysis or design of the RCC devices. This paper presents a useful method of analyzing the behavior of RCC devices using elastomer shear pads based on the material mechanics approach. This makes it easy to design a new RCC device for a specific purpose. We also developed a projection/stiffness variable type RCC device. Although this variable type RCC device is adjusted manually, assembly parts with several length can be treated with this one RCC. Simulation and experimental results are presented.

Key Words: Elastomer Shear Pad, RCC Device, Projection, Stiffness, Variable RCC, Hinged/Ball-jointed/Fixed-ESP

1. 緒 論

ロボットマニピュレータの手先とグリッパの間に取り付けられる遠隔弾性中心機器(RCC)は, そのパッシブなコンプライアンスを用いてペグのような精密組み立て部品の位置・姿勢誤差を吸収する。現在, 商業用 RCC は, Elastomer Shear Pads (ESP's) と呼ばれるゴムと金属ワッシャーが交互に重なった弾性体で構成されている。RCC の初期の研究では, ESP の両端の間の剛性を線形と仮定し, せん断剛性と圧縮剛性だけしか考慮しなかったため, 正確な RCC の特性が得られなかった⁽³⁾。

D. E. Whitney と J. M. Rourke は⁽¹⁾, この問題を解決するため, ESP の両端の間の縦剛性, 曲げ剛性, せん断剛性とせん断/曲げ干渉剛性の非線形性を実測して RCC の非線形設計方程式を導いている。しかし, これで正確な特性予測は可能になったが, ある特殊な仕様と目的の RCC を設計するにはかなりの試行錯誤が依然と必要である。この問題は, ESP の両端剛性が基本的にその形状パラメータ(ゴムと金属ワッシャー双方の重ね数, ゴムの直径と厚さ, ワッシャーの長さなど)とゴムの剛性(ヤング率, せん断剛性)に依存することに着目し, ESP の両端剛性を上記のパ

ラメータの関数の形で記述できれば解決される。これによって, 計算機上でも特殊仕様の RCC 設計が短時間, 低コストで可能になる。

一方, RCC には, 弾性中心距離が長く低剛性の方が望まれるが, これらの間にはトレードオフがあることが知られている⁽¹⁾。この問題は ESP の固定方法を変えることによってある程度は簡単に改善される。さらに, 商業用 RCC のもう一つの問題点は, 特性(弾性中心位置と剛性)が固定式であるため, 多様な仕様の対象物に対処できないことである。本稿では, 機構的に特性が可変な RCC の設計指針を提案する。

この論文の構成は以下のものである。第2章では, 材料力学に基づく ESP の新しい解析方法と使い方を紹介する。第3章では, 前章の結果に基づく二次元 RCC の設計方程式を導く。第4章では, 上記の設計方程式による二次元 RCC の特性シミュレーションと実験結果を示す。第5章では, 三次元 RCC を試作し, その特性シミュレーション・実験結果を示す。

2. Elastomer Shear Pad の力学

RCC 用 ESP を図 1(a) に示す。サンドイッチ状のゴムの剛性は異方性をもち, 軸方向の剛性は非常に強く, せん断方向は相対的に柔らかい。RCC の遠隔弾性中心はこの異方性によって実現される。解析上 ESP の中心軸線上には, 座標系 Σ_j ($j = 0, \dots, n$) を設け, ゴムの半径は

* 原稿受付 1996 年 12 月 24 日。

*¹ 大阪大学基礎工学部 (〒560 豊中市待兼山 1-3)。*² 大阪大学大学院。*³ 正員, 大阪大学基礎工学部。

Fig.1 The structure and characteristics of ESP and sign convention

R , 幅を l_k , ワッシャーの幅を t_k とする. 図 1(b) は, サンドイッチ状のゴムの軸方向の「応力—変形率線図」を示す. この線図は一般に非線形形であるので, 以下ではこの非線形性を圧縮・引張り領域に分けて線形化し, 各々をヤング率 $E_c \cdot E_t$ で表す. 図 1(c) に, この論文で用いる外力 F_s, F_e, M と曲率 κ の符号を定義する.

2.1 Elastomer の力—変形モデル

2.1.1 純粋曲げモーメント—変形モデル 図 2 に, 曲げモーメント M_0 によるゴムの曲げ変形モデルを示す. M_0 によって, ゴムは xy 平面内で円弧に変形されるが, サンドイッチ状のゴムの切断面 eu と fv は, 軸線 (繊維線) に垂直で平面の状態を保つ. これは, ゴムの特性 (線形性, 剛性など) に依存しない結果である. 曲げ変形の結果, ゴムの上部・下部の繊維層は各々引張り・圧縮応力を受ける. したがって, 上下繊維層の間には, 長さ不変な部分 (図 2 の中立面) が必ず存在する.

以下では, 中立面の位置に関する方程式を導く. 切断面 eu と fv の間の初期距離 dx は, 中立面上では不変で, $\rho d\theta = dx$ となる (ρ は曲率半径). しかし, 他の全ての繊維層は伸縮され, 各々の変形率 ϵ_t と ϵ_c は

$$\epsilon_t = \kappa(h - y_t), \quad (-R < y_t < h) \quad (1)$$

$$\epsilon_c = \kappa(h - y_c), \quad (h < y_c < R) \quad (2)$$

となる (h は中立面の位置). したがって, 両切断面に生じる垂直応力は $\sigma_t = E_t \epsilon_t$, $\sigma_c = E_c \epsilon_c$ となり, x 方向の垂直応力の和は次式のようになる (図 3).

$$\begin{aligned} \sum F_x &= \int_{A_c} \sigma_c dA_c + \int_{A_t} \sigma_t dA_t \\ &= E_c Q'_c + E_t Q'_t = 0 \quad (3) \end{aligned}$$

$$\left\{ \begin{aligned} dA_t &= -R^2(1 + \cos 2\varphi) d\varphi, & dA_c &= R^2(1 + \cos 2\varphi) d\varphi \\ Q'_c &= \int_{A_c} (h - y_c) dA_c, & Q'_t &= \int_{A_t} (h - y_t) dA_t \end{aligned} \right\}$$

式 (3) から中立面の位置 h に関する方程式を得る.

$$\frac{m-1}{m+1} (h^4 + 6Rh^2H + 6R^2h^2 + 4RH^3) - 3\pi R^3h$$

Fig.2 Deformation of an elastomer in pure bending

Fig.3 Normal stresses in pure bending

$$= 0, \quad \left(m = \frac{E_c}{E_t}, \quad H = \sqrt{R^2 - h^2} \right) \quad (4)$$

式 (4) から, m (Modular ratio) が $m = 1$ ($E_c = E_t$, 線形) ならば, 中立面は断面の中心を通ることが分かる. さらに, $E_c > E_t$ ならば, 中立面は圧縮の垂直応力を受ける領域に存在する ($h \neq 0$). (サンドイッチ状のゴムは一般に $E_c > E_t$ である.)

2.1.2 エラストマーの一般化力—変形モデル 図 4 は, サンドイッチ状のゴムにせん断力 F_s , 圧縮あるいは引張り力 F_e と曲げモーメント M_{j-1} が同時に働く, 一般的な「力—変形モデル」を示す. 外力の間の相互干渉を無視すれば, Σ_j の Σ_{j-1} に対する最終変形は, 各々の外力による変形の和で表される. なお, 実用上ゴムの剛性係数 G_{j-1} は, その長さ (l_{j-1}) が 1 [mm] 以下であれば, 線形と見なすことができ, $G_{j-1} \ll E_t, E_c$ であれば, せん断力 F_s による y 方向の変位 δs_{j-1} は, 次のように定義される.

$$\delta s_{j-1} = l_{j-1} \sin \gamma, \quad \left(\gamma = \frac{F_s}{AG}, \quad A = \pi R^2 \right) \quad (5)$$

一方, M_{j-1} による Σ_j の Σ_{j-1} に対する回転変形 θ_j は, ゴムの右端接着面の中立軸 (点 N) まわりのモーメントの和を取って得る.

$$\begin{aligned} M_{j-1} &= - \int_{A_c} \sigma_c y_c dA_c - \int_{A_t} \sigma_t y_t dA_t \quad (6) \\ &= - \kappa_{j-1} E_c (h Q_c - I_c) - \kappa_{j-1} E_t (h Q_t - I_t) \end{aligned}$$

Fig.4 General force-deformation model for elastomer

$$\begin{cases} Q_c = \int_{A_c} y_c dA_c, & I_c = \int_{A_c} y_c^2 dA_c \\ Q_t = \int_{A_t} y_t dA_t, & I_t = \int_{A_t} y_t^2 dA_t \end{cases}$$

上式から中立面の曲率 κ_{j-1} と回転変形 θ_j が求まる.

$$\kappa_{j-1} = \frac{-M_j}{E_c(hQ_c - I_c) + E_t(hQ_t - I_t)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\theta_j = \frac{l_{j-1}}{\rho_{j-1}} = \kappa_{j-1} l_{j-1} \quad \dots\dots\dots (8)$$

最後に、軸力 F_e による変形 δe_{j-1} の決定においては、 F_e が引張り力（圧縮力）の場合は、 $E_{t_{j-1}}$ ($E_{c_{j-1}}$) を適用して δe_{j-1} を計算すればよい. 結果的に、変形後のベクトル ${}^{j-1}\mathbf{P}_j = ({}^{j-1}P_{x_j} \quad {}^{j-1}P_{y_j})^T$ は次式となる.

$$\begin{aligned} {}^{j-1}P_{x_j} &= \rho_{j-1} \{ \sin \gamma (\cos \theta_j - 1) + \cos \gamma \sin \theta_j \} \\ &\quad + h_{j-1} \sin \theta_j + t_{j-1} \cos \theta_j + \delta e_{j-1} \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} {}^{j-1}P_{y_j} &= \rho_{j-1} \{ \cos \gamma (1 - \cos \theta_j) + \sin \gamma \sin \theta_j \} \\ &\quad + h_{j-1} (1 - \cos \theta_j) + t_{j-1} \sin \theta_j \quad \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

$$\left(\delta e_{j-1} = \frac{F_e l_{j-1}}{AE_{t_{j-1}}} \text{ (if } F_e > 0), \quad \delta e_{j-1} = \frac{F_e l_{j-1}}{AE_{c_{j-1}}} \text{ (if } F_e < 0) \right)$$

2.2 ESP の固定方法とその特性

2.2.1 一端固着・他端ヒンジ結合の ESP

図5に、せん断力 F_s と軸力 F_e が同時に働く、一端固着・他端ヒンジ結合のESPを示す. この図のSFDとBMDから、 j 番目のゴム・ワッシャーペアの接着面に働く、せん断力 F_{s_j} と曲げモーメント M_j が近似的に得られる. (F_e による曲げモーメントは生じないとする.)

前節の結果を用いて両端の間を位置ベクトル ${}^0\mathbf{P}_n$ で記述すると、各方向の剛性も計算できる.

Fig.5 ESP as a hinged-cantilever

$${}^0\mathbf{P}_n = \sum_{j=1}^n {}^0\mathbf{R}_{j-1} {}^{j-1}\mathbf{P}_j \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\begin{cases} {}^0\mathbf{R}_{j-1} = \begin{bmatrix} C_{\theta_{1,j-1}} & -S_{\theta_{1,j-1}} & 0 \\ S_{\theta_{1,j-1}} & C_{\theta_{1,j-1}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ {}^{j-1}\mathbf{P}_j = \begin{bmatrix} {}^{j-1}P_{x_j} & {}^{j-1}P_{y_j} & 0 \end{bmatrix}^T \\ C_{\theta_{1,j-1}} = \cos(\theta_1 + \theta_2 + \dots + \theta_{j-1}) \\ S_{\theta_{1,j-1}} = \sin(\theta_1 + \theta_2 + \dots + \theta_{j-1}) \end{cases}$$

2.2.2 一端固着・他端球面結合の ESP ヒンジ結合

ESPの剛性は、ヒンジ部に働くせん断力の方向によって異なる(図6(a), $\delta u \neq \delta v$). これを球面結合にすると方向性がなくなり(図6(b), $\delta u = \delta v$), その特性はヒンジ結合ESPの v 方向の特性と一致する. v 方向の剛性は u 方向の剛性より低く, u 方向の剛性は従来の両端固着式の剛性と等しい.

Fig.6 Comparison of a hinged-ESP to ball-jointed-ESP

2.2.3 従来の両端固着 ESP 現在市販されている

RCCは、ESPの両端が固着された不静定ばりの構造で(図7)、せん断力 F_s に対して両端面が平行状態を保つ拘束を受ける. このとき、 j 番目の接着面に生じるせん断力 F_{s_j} と曲げモーメント M_j は各々、

$$F_j = F_s, \quad M_j = F_s \left(\frac{L}{2} - x \right) \quad \dots\dots\dots (12)$$

となるので、式(15)から弾性中心距離 P_r が得られる。
 一方、弾性中心にモーメント M が働く場合の平衡方程式は次のようになる(図10, $\sin \alpha \simeq \alpha$, $\cos \alpha \simeq 1$)。

$$\begin{aligned} \sum F_x = & -(F_{e1} + F_{e2}) \sin \phi - (F_{e1} - F_{e2}) \alpha \cos \phi \\ & + (F_{s1} + F_{s2}) \cos \phi - (F_{s1} - F_{s2}) \alpha \sin \phi \\ = & 0 \dots\dots\dots (22) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = & -(F_{e1} - F_{e2}) \cos \phi + (F_{e1} + F_{e2}) \alpha \sin \phi \\ & - (F_{s1} - F_{s2}) \sin \phi - (F_{s1} + F_{s2}) \alpha \cos \phi \\ = & 0 \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M = & M - M_1 - M_2 - F_{s1} r \sin \phi - F_{e1} r \cos \phi \\ & - F_{s2} r \sin \phi - F_{e2} r \cos \phi \\ = & 0 \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

幾何学的適合性から、次の関係が明らかである。

$${}^0P_{x1n} = L + \Delta e_1 = L + \alpha(r \cos \phi - P_r \sin \phi) \dots (25)$$

$${}^0P_{y1n} = \Delta s_1 = \alpha(L + P_r \cos \phi + r \sin \phi) \dots\dots\dots (26)$$

$${}^0P_{x2n} = L - \Delta e_2 = L - \alpha(r \cos \phi - P_r \sin \phi) \dots (27)$$

$${}^0P_{y2n} = \Delta s_2 = \alpha(L + P_r \cos \phi + r \sin \phi) \dots\dots\dots (28)$$

同様に、式(22)(24)と式(25)~(28)を F_{sk} , F_{ek} ($k=1,2$), α と P_r に関して数値的に解くと、モーメント M に対する弾性中心距離 P_r と回転変形 α が得られる。

Fig.10 The FBD of hinged-ESP RCC under the moment M

3.2 両端固着 ESP 式 RCC 図11に従来の両端固着 ESP 式 RCC を示す。この場合は、反力モーメントが ESP の両端に生じる。また、このタイプの剛性はヒ

Fig.11 The free body diagram of the fixed-ESP RCC

ンジ式より大きく、弾性中心距離は短い。解析方法はヒンジと同様であるためここでは省略する。

3.3 シミュレーション・実験結果 解析理論の妥当性を確認するため、二次元 RCC を試作し、シミュレーションと実験を行った(図12)。グラフ(a)は、焦点角 ϕ に対する弾性中心距離を示す。同一条件では、ヒンジ式 RCC の弾性中心距離が、両端固着式 RCC より長くなっている。さらに、両方とも、弾性中心距離は ϕ に大きく影響され、 $F_x = 9.81$ [N], $r = 19.01$ [mm] の場合、各々、 $\phi = 5.8^\circ$, $\phi = 6.3^\circ$ 前後でピーク値を示している。グラフ(b)は、焦点角 ϕ に対する弾性中心における剛性の変化を示す。シミュレーションと実験結果が良く一致し、ヒンジ式 RCC が両端固着式より柔らかいことが分かる。

グラフ(c)は、 F_x による z 方向の変位を示す。これは ESP が非線形であるため生じる。グラフ(d)は、 F_x に対する弾性中心距離の変化を示す。ESP の力学解析理論に基づくシミュレーションで、RCC の特性が十分予測できることが分かる。

グラフ(e)は、 F_x に対する弾性中心における並進剛性を示す。ヒンジ式の場合でも、 ± 1.5 [mm] までは解析理論が十分有効である。グラフ(f)は、ESP の取り付け半径 r に対する弾性中心距離の変化を示す。ヒンジ式、固着式ともに r に比例して P_r が長くなる。

グラフ(g)は、 r に対する弾性中心における剛性の変化を示す。このシミュレーションから、剛性は r に依存しないことが分かる。これらの結果は D. E. Whitney らの研究結果とも一致している⁽¹⁾。グラフ(h)は、弾性中心に働くモーメント M に対する弾性中心距離の関係を

Fig.12 Simulation and/or experimental results

示す。モーメントの大きさに比例して P_r は短くなる。この性質も ESP の剛性が非線形であるからである。

最後に、グラフ (i) は、弾性中心に働くモーメント M に対する弾性中心まわりの回転変位 (回転剛性) の関係を示す。この場合は、ヒンジ式、固着式ともに線形的であり、ヒンジ式の方が柔らかいことが分かる。

4. 三次元 RCC の解析

市販 RCC の多くは三つの ESP で構成されているため、弾性中心における特性が非対称である。本稿では、対称性を考慮して四つの ESP を対称に配置した 4P-RCC について述べる。

4.1 下端固着・上端ヒンジ結合 ESP 式 RCC

4.1.1 弾性中心に水平外力 F_X のみが働くとき 図 13 のように、外力 F_X が弾性中心に水平に作用するときの力とモーメントの平衡方程式は次式となる。

$$\sum F_X = F_X - (F_{s1} + F_{s2}) \cos \phi - (F_{e1} + F_{e2}) \sin \phi - 2F_{s3z} = 0 \quad (29)$$

$$\sum F_Z = (F_{s1} - F_{s2}) \sin \phi - (F_{e1} - F_{e2}) \cos \phi - 2F_{e3} \cos \phi - 2F_{s3y} \sin \phi = 0 \quad (30)$$

$$\sum M = F_X P_r + M_1 + M_2 + (F_{s1} + F_{s2}) r \cdot \sin \phi - (F_{e1} r + F_{e2} r - 2M_{3y}) \cos \phi = 0 \quad (31)$$

この時、 $F_{e1} > 0$ (引っ張り)、 $F_{e2} < 0$ (圧縮) と考えられるので、幾何学的関係より次式が成り立つ。

$${}^0P_{x1n} = L + X \sin \phi + Z \cos \phi \quad (32)$$

$${}^0P_{y1n} = X \cos \phi - Z \sin \phi \quad (33)$$

Fig.13 FBD of 3D hinged 4P-RCC.

$${}^0P_{x2n} = L - X \sin \phi + Z \cos \phi \quad (34)$$

$${}^0P_{y2n} = X \cos \phi + Z \sin \phi \quad (35)$$

$${}^0P_{x3n} = L + Z \cos \phi \quad (36)$$

$${}^0P_{y3n} = X \quad (37)$$

上記の式 (29)(30) と式 (32)~(37) より得られる 8 元非線形連立方程式を数値計算して $X, Z, F_{s1}, F_{e1}, F_{s2}, F_{e2}, F_{s3y}, F_{s3z}, F_{e3}$ の数値解を求める。また、ESP の固着端に働くモーメント M_1, M_2, M_{3y}, M_{3z} は、次式より求められる。

$$M_1 = F_{s1} {}^0P_{x1n} - F_{e1} {}^0P_{y1n} \quad (38)$$

$$M_2 = F_{s2} {}^0P_{x2n} + F_{e2} {}^0P_{y2n} \quad (39)$$

$$M_{3y} = \frac{1}{2} (F_{s3z} {}^0P_{x3n} - F_{e3} {}^0P_{y3n}) \quad (40)$$

$$M_{3z} = F_{s3y} {}^0P_{x3n} - F_{e3} {}^0P_{y3n} \quad (41)$$

したがって、式 (31) から弾性中心距離 P_r が得られる。

$$P_r = \frac{-1}{F_X} \{ M_1 + M_2 + (F_{s1} + F_{s2}) r \sin \phi - (F_{e1} + F_{e2}) r \cos \phi + 2M_{3y} \cos \phi \} \quad (42)$$

4.1.2 弾性中心にモーメント M のみが働くとき

この場合の平衡方程式は、以下のようにになる (但し、 $\sin \alpha \cong \alpha, \cos \alpha \cong 1$)。

$$\begin{aligned} \sum F_X &= -(F_{e1} + F_{e2}) \sin \phi - (F_{e1} - F_{e2}) \alpha \cos \phi \\ &\quad + (F_{s1} + F_{s2}) \cos \phi - (F_{s1} - F_{s2}) \alpha \sin \phi \\ &\quad - 2F_{e3} \alpha \cos \phi - 2F_{s3y} \alpha \sin \phi + 2F_{s3z} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \sum F_Z &= -(F_{e1} - F_{e2}) \cos \phi + (F_{e1} + F_{e2}) \alpha \sin \phi \\ &\quad - (F_{s1} - F_{s2}) \sin \phi - (F_{s1} + F_{s2}) \alpha \cos \phi \\ &\quad - 2F_{e3} \alpha \cos \phi - 2F_{s3y} \sin \phi - 2F_{s3z} \alpha \\ &= 0 \end{aligned} \quad (44)$$

$$\sum M = M - M_1 - M_2 - (F_{s1} + F_{s2})r \sin \phi - (F_{e1}r + F_{e2}r + 2M_{3z}) \cos \phi = 0 \dots (45)$$

また、幾何学的関係より次式が成り立つ。

$${}^0P_{x1n} = L + \alpha(r \cdot \cos \phi - P_r \sin \phi) \dots (46)$$

$${}^0P_{y1n} = \alpha(r \cdot \sin \phi + P_r \cos \phi + L) \dots (47)$$

$${}^0P_{x2n} = L - \alpha(r \cdot \cos \phi - P_r \sin \phi) \dots (48)$$

$${}^0P_{y2n} = \alpha(r \cdot \sin \phi + P_r \cos \phi + L) \dots (49)$$

$${}^0P_{x3n} = L \dots (50)$$

$${}^0P_{y3n} = 0 \dots (51)$$

$${}^0P_{z3n} = \alpha(L \cos \phi + P_r) \dots (52)$$

式(38)~(41)及び、式(43)~(52)を数値計算し、 P_r を得る。

下端固定・上端球面結合式 RCC と両端固定 RCC に対しても二次元 RCC の場合と同様に解析できるので、ここでは省略し、数値計算の結果だけを次節で示す。

4.2 シミュレーション・実験結果

三次元 RCC 用 ESP の $E_t = 27.73 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, $E_c = 66.15 \text{ [N/mm}^2\text{]}$, $G = 0.2404 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ で、モジュラー比は $m = 2.4$ のものである。図 14 は、ヒンジ式 4P-RCC のシミュレーションと実験結果で、実験は、弾性中心に加える外力 $2.5 \sim 22.5 \text{ [N]}$, 焦点角 $4.42^\circ \sim 16.49^\circ$ の間で行った。

グラフ (a) は、弾性中心における並進剛性を焦点角 ϕ をパラメータとして表したもので、シミュレーションと実験がよく一致する。 ϕ に比例して剛性も大きくなり、ほぼ線形と見なすことができる。(b) は、 F_x をパラメータとし、弾性中心における並進剛性を示す。 X 方向の剛性は ϕ に対して非線形である。

(c) は、 F_x に対する P_r の変化を ϕ と r をパラメータとして表したものである。シミュレーションでは、弾性中

Fig.14 Simulation and experimental results of 3D 4P-RCC

心の距離が外力の大きさに関係なく一定であることを示しているが、実験では若干の誤差とバラツキが見られる。これは残留応力の影響とゴム独特のヒステリシス、温度の変化などが原因と見られる。全体的にはシミュレーション結果がかなり正確であり、ESP の力学解析理論に基づく RCC の設計方法が非常に有効であることが分かる。また、ESP の取り付け半径と焦点角を変化させることは P_r と剛性を変化させるための有効な手段であることが分かる。

(d) は、焦点角 ϕ に対する弾性中心距離の変化を、 F_x と r をパラメータとして表している。この RCC の場合は、 $\phi = 7.4^\circ$ 前後で P_r が最大であり、焦点角を固定し、取り付け半径だけを $r = 23 \text{ [mm]} \Rightarrow r = 29 \text{ [mm]}$ に変えると、 P_r が約 30 [mm] も長くなる。以上の結果を三次元でプロットして図 15 に示す。

Fig.15 3D plot of experimental results of 4P-RCC

図 16 には、ESP の固定方法による三種類の RCC の特性シミュレーション結果を示す。RCC は一般に、低剛性、長い弾性中心距離が望まれるが、この条件を最も

Fig.16 Comparison of the various characteristics of 3D RCC

満足しているのが、下端固着・上端ボールジョイント式 RCC である。同じ条件のもとでは（試作した RCC の場合、 $r = 23$ [mm], $\phi = 7.38$ [deg]）、表 1 のようになる。

Table 1 Comparison of three types of RCC

	Types of RCC
Projection	Ball-joint > Hinged-joint > Fixed-type
Stiffness	Fixed-type > Hinged-joint > Ball-joint

5. 特性可変型 RCC の開発

5.1 パッシブな可変型 RCC 図 17 は今回開発した RCC で、焦点角 (ϕ) と取り付け半径 (r) をパッシブ（手動式）に調整可能な構造である。前章の図 14 ～ 図 16 に示された実験結果はこの RCC の特性である。したがって、この RCC の特性範囲内に適合する部品であれば、すべて取り扱うことができる利点がある。

Fig.17 Developed passive variable RCC (VRCC)

5.2 アクティブな可変型 RCC の提案 はめ合いなどの作業中、必要に応じてリアルタイムで焦点角 (ϕ)、取り付け半径 (r) を独立に、あるいは、同時に制御できればそれによるメリットは非常に大きい。前節の手動式可変型だけでも、メリットは大きいですが、作業ラインを自動化・知能化するのは困難である。この機能を有するアクティブな可変型 RCC は現在設計中である。

6. 結 論

本稿では、RCC 用 ESP の力学的特性の解析方法とそれに基づく RCC の設計法、可変型 RCC の開発について述べた。RCC の設計の際、ESP の特性解析方法を用いると、ESP の両端剛性情報は直接必要とせず、基本形状パラメータ (l_j, t_j, R , 重ね数) とゴムの弾性係数 E_t, E_c および G さえ分かれば十分である。この方法のメリットは、ESP と RCC に対する様々なコンピュータシミュレーションが、任意の形状パラメータと弾性係数に対して

可能なことである。さらに、各パラメータに対するシミュレーションの繰り返しで、特殊仕様の RCC の設計（および、逆設計）も容易にできる。

また、ESP の三つの固定法と各々の特徴についても紹介した。RCC を設計する際、ESP をヒンジ結合（あるいは、球面結合）タイプで使用する、ESP 自体の形状パラメータを変えることなく、従来の両端固着式 RCC に比べて、RCC の特性が改善される。

また、ESP の力学的解析結果を用いて、RCC の二・三次元解析と実機による検証を行い、解析理論が十分有効であることを示した。最後に、ESP の焦点角 ϕ と取り付け半径 r が調整可能な、手動式可変型 RCC を開発し、安価で構造が簡単なアクティブな可変型 RCC の設計指針を提案した。（本研究の一部は、平成 8 年度文部省科学研究費（奨励研究 A）の補助を受けたことを付記し、関係各位に感謝の礼を申し上げます。）

文 献

- (1) Whitney, D. E. and Rourke, J. M., Mechanical behavior and equations for elastomer shear pad remote center compliance, *Trans. ASME, J. of Dyn. Syst. Meas. Control*, 108 (1986), 223-232.
- (2) Whitney, D. E., Quasi-Static Assembly of Compliantly Supported Rigid Parts, *Trans. ASME, J. of Dyn. Syst. Meas. Control*, 104 (1982), 65-77.
- (3) Rebman, J., Compliance for robotic assembly using elastomeric technology, *Proc. of 9th ISIR*, (1979), 153-166.
- (4) Cutkowsky, M. R. and Wright, P. K., Position sensing wrists for industrial manipulators, *Proc. of 12th ISIR*, (1982), 472-478.
- (5) Soudunsaari, R., Active, pneumatic remote center compliance system, *Proc. of 20th ISIR*, (1989), 717-724.
- (6) Asakawa, K., Akiya, F. and Tabata, F., A variable compliance device and its application for automatic assembly, *Proc. of AUTOFACT 5th Conf.*, (1983), 10-1-10-17.
- (7) Asada, H. and Kakumoto, Y., The dynamic analysis and design of a high-speed insertion hand using the generalized centroid and virtual mass, *Trans. ASME, J. of Dyn. Syst. Meas. Control*, 112 (1990), 646-652.
- (8) Drake, S. H., Watson, P. C. and Simunovic, S. N., High Speed Robot Assembly of Precision Parts Using Compliance Instead of Sensory Feedback, *Robot Symposium*, (1977), 87-98.
- (9) Gere, J. M. and Timoshenko, S. P., *Mechanics of Materials*, 2nd edition, (1984), Brooks/Cole Engineering Division.
- (10) Tsuda, M. and Higuchi, T., Magnetic Levitation Servo for Flexible Assembly Automation, *Int. J. Robot. Res.*, 11-4 (1992), 329-345.
- (11) Joo, S., Waki, H. and Miyazaki, F., On the Mechanics of Elastomer Shear Pads for Remote Center Compliance (RCC), *Proc. IEEE Int. Conf. on Robot. and Autom.* (1996), 291-298.