研究論文

ウェアラブルロボット用空気圧供給システムに用いる容積可変タンクのモデル化*

門 脇 惇**, 佐々木 大 輔***, 萱 原 多久実****

Model of Variable Volume Tank used for Portable Air Supply System

Jun KADOWAKI, Daisuke SASAKI, Takumi KAYAHARA

Wearable robots are desired to be lightweight from the viewpoint of safety and load reduction, so compressed air source is required to have high portability in order to install it in a wearable robot. The portable air supply system for wearable robot had been developed in previous works. The proposed system constructed with a compressor and a variable volume tank, which has been developed in our previous works, and has a mechanism of recompressing exhausted air. The developed tank can accumulate pneumatic energy converted into elastic energy. In addition, this tank can mitigate pressure change even when inflow or outflow of compressed air. The previous system can decrease energy consumption by the pressure mitigation characteristics of the variable volume tank. However, this tank had been made by trial and error to realize ideal characteristic. In this study, the model of variable volume tank is proposed to design the tank which has ideal deformation and energy characteristics. Mooney-Rivlin function is introduced in the proposed model to calculate the deformation of rubber material. The energy characteristic is simulated based on this calculated deformation characteristic. In this paper, the accuracy of the proposed model is verified by comparing it with the characteristics of the variable volume tank manufactured based on the model.

Key words : Pneumatics, Wearable robot, Soft actuator, Compressor, Energy saving, Modeling

1. 緒 言

パワーアシスト装置のうち人体に直接装着するいわゆるウェアラブル型装置は、装着者の負荷軽減、安全性の観点から軽量・柔軟であることが望ましく、出力重量比が高く圧縮性を有する空気圧アクチュエータ、とくに空気圧ゴム人工筋は様々なウェアラブル装置に用いられている。筆者らもこれまでにパワーアシストグローブなどの開発を行ってきた^{1)~3)}。

空気圧アクチュエータを駆動させるためには、圧縮空気を供給する空気圧供給システムが必要である。空気圧供給システムは空気を圧縮するコンプレッサ、圧縮空気を蓄えるタンク、流路を切り換える制御弁などの機器、圧縮空気の状態量を測定する各種センサ、機器を制御するコントローラなどから構成される。上記のウェアラブル装置を日

常生活で使用するためには、ウェアラブル装置の携行性と同時に空気圧源に携帯性が求められるため、種々の携帯型圧力源の研究も行われてきた^{4),5)}。

これまでに筆者らも、携帯型空気圧源を実現するためにアクチュエータから排気される圧縮空気を回収、再圧縮する回生機能を有する空気圧供給システムを開発した⁶⁾。また、電磁弁前後の圧力降下から、電磁弁を通過したエアパワーおよび空気圧エネルギーを推定し、供給、回収機構それぞれに配置した容積可変タンク内に蓄積された空気圧エネルギー量に基づいた供給システムの制御が可能であることを示した⁷⁾。

これまでに開発したシステムにおいて、消費エネルギーを低減させるためには容積可変タンクのエネルギー蓄積特性が重要であり、駆動対象およびコンプレッサの特性に応じて適切なエネルギー蓄積特性を実現しなければならない。しかし、これまでは種々の特性を有するゴム材料を用い、所望の特性を有するタンクを試行錯誤的に製作していた。そこで、本研究では容積可変タンクの空気圧エネルギー特性のモデル化手法を提案する。容積可変タンクの特性をモデル化することができれば、製作前のタンクの特性の推定が可能となり、駆動対象およびコンプレッサに対して最適なエネルギー特性を有する容積可変タンクを設計することができる。

以下では、まず開発した回生機能を有する空気圧供給シ

*令和元年10月25日 原稿受付

**香川大学大学院工学研究科

(〒761-0396 香川県高松市林町2217番地20)

(E-mail : sl9d502@stu.kagawa-u.ac.jp)

***香川大学創造工学部

(〒761-0396 香川県高松市林町2217番地20)

****日本特殊研低株式会社

(〒6010-8327 京都府京都市南区吉祥院御池町18番地)

システムの構成について述べる。次に容積可変タンクの設計のためのMooney-Rivlinひずみエネルギー関数を使用した中空球殻のモデル化について述べ、実際に製作した球殻型容積可変タンクの概要とその物性値同定について述べる。最後に、圧力、エネルギー特性の計算結果と実測値の比較を通じて提案手法の有効性を確認する。

2. 回生機能を有する空気圧供給システムの構成⁶⁾

筆者らがこれまでに開発を行った回生機能を有する空気圧供給システムの外観をFig. 1に、システム構成をFig. 2に示す。開発した空気圧供給システムは空気を圧縮するコンプレッサ、内圧によって容積が変化することで圧縮空気を蓄える容積可変タンクから構成される。また、駆動対象に圧縮空気を供給する通常の供給機構に加え、駆動対象から排気される圧縮空気を回収および再圧縮する回生機構を有している。容積可変タンクはこの供給機構、回生機構に用いられている。上記供給、回生機構に用いられている容積可変タンクはある所望の圧力付近において圧縮空気の流入、流出によらず圧力の変化を緩和する特性を持つ。この特性により、圧縮空気の供給および回収時のタンク内の圧力変動を抑制することができるため、供給機構では駆動対象の要求圧力と容積可変タンク内圧が同程度でよい。また、回生機構は低圧ながら圧力降下を抑制した状態での再圧縮が可能である。供給タンクとして容積可変タンクを用いた場合のコンプレッサの消費電力は、約1Lの固定タンクを用いた場合と比較して、約10-27%の削減が可能である。また、容積可変タンクを供給、回生タンクとして用いた場合には、回生機能を用いず、供給側のみ容積可変タンクを使用する場合と比較して更に約30%の消費エネルギー削減が可能であるという結果を得た。

3. 球殻型容積可変タンクのモデル化

3.1 体積流量のモデル化

本研究において設計する容積可変タンクは、ゴムなどの弾性体で構成される中空球殻として取り扱う。容積可変タンクのエネルギー特性をモデル化するにあたり、まず中空球殻に流入する圧縮空気の体積流量 Q_{vb} をモデル化する。

Fig. 3のように理想気体と仮定した空気が流入し中空球殻が膨張するときの球殻内の状態方程式は

$$P_b = \rho RT_b \quad (1)$$

である。状態変化を断熱変化と仮定し、中空球殻に流れた空気の持つエネルギーと空気がした仕事のエネルギーの保存を考えると次式が成り立つ。式中の主要な定数をTable 1に示す。

$$\frac{d}{dt}(c_v \rho V_b T_b) = c_p Q_{mb} T_b - P_b \frac{dV_b}{dt} \quad (2)$$

c_v は定容比熱、 c_p は定圧比熱、 Q_{mb} は質量流量である。式(2)の左辺は単位時間あたりの内部エネルギーの変化、右辺第1項は単位時間あたりに流入した空気エネルギー、第2項

Fig. 1 Overview of developed air supply system

Fig. 2 Structure of developed air supply system

は単位時間で空気が行った仕事を表している。式(1)、(2)より質量流量 Q_{mb} は

$$Q_{mb} = \frac{V_b}{\kappa RT_b} \frac{dP_b}{dt} + \frac{P_b A_b}{RT_b} \frac{dr_i}{dt} \quad (3)$$

で与えられる。なお、 r_i は球殻の内径である。したがって体積流量 Q_{vb} は

$$Q_{vb} = \frac{V_b}{\kappa \rho RT_b} \frac{dP_b}{dt} + \frac{P_b A_b}{\rho RT_b} \frac{dr_i}{dt} \quad (4)$$

となる。

平衡状態における圧力、体積、温度をそれぞれ P_{b0} 、 V_{b0} 、 T_{b0} とおき、流入する空気の体積流量 Q_{vb} を式(4)より次式で近似する。

$$Q_{mb} = \frac{V_{b0}}{\kappa \rho RT_{b0}} \frac{dP_b}{dt} + \frac{P_{b0} A_{b0}}{\rho RT_{b0}} \frac{dr_i}{dt} \quad (5)$$

弾性体で構成される中空球殻の圧力 P_b と内径 r_i の関係が明らかでないため、中空球殻の応力解析を次節で行う。

3.2 中空球殻の応力解析

球殻における主応力は、Fig. 4に示すような σ_θ 、 σ_ϕ 、 σ_r である。球殻のように原点に対して対称な形状は、円周方向の直行する応力が等しいためこれを円周応力 σ_θ と呼ぶ^{8),9)}。球殻の主応力である半径方向の応力 σ_r ならびに円周応力 σ_θ は、ゴム弾性理論のひとつであるMooney-Rivlinひずみエネルギー関数から伸長比 λ_θ 、 λ_r 、静水圧応力 σ_m を用いて次式のように表せる^{10),11),12)}。なお、添字0は変形前の状態を示している。

$$\sigma_\theta = C_1 \lambda_\theta^2 - \frac{C_2}{\lambda_\theta^2} + \sigma_m \quad \sigma_r = C_1 \lambda_r^2 - \frac{C_2}{\lambda_r^2} + \sigma_m \quad (6)$$

$$\lambda_\theta = \frac{r}{r_0} \quad \lambda_r = \frac{dr}{dr_0} \quad (7)$$

上式の C_1 および C_2 はMooney-Rivlinひずみエネルギー関数使用時に物性値に相当する定数である。式(6)の両式から静水圧応力 σ_m を消去するため差をとると

$$\sigma_\theta - \sigma_r = C_1 (\lambda_\theta^2 - \lambda_r^2) - C_2 \left(\frac{1}{\lambda_\theta^2} - \frac{1}{\lambda_r^2} \right) \quad (8)$$

となる。また、非圧縮性材料の体積一定条件より

$$\lambda_\theta^2 \lambda_r = \frac{r^2 dr}{r_0^2 dr_0} = 1 \quad (9)$$

が成り立つ。式(9)を V_c を定数として積分することで、

$$\begin{aligned} r^3 - r_0^3 &= V_c \\ r_0 &= \sqrt[3]{r^3 - V_c} \end{aligned} \quad (10)$$

となる。

式(10)は非圧縮性材料の体積一定条件が成り立つために、球殻内のどの点においても変形による体積変化量が等しくなくてはならないことを意味している。厚肉球殻における応力のつりあい式は以下となる。

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + 2 \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{r} = 0 \quad (11)$$

式(8), (10), (11)から、 C_{c1} , C_{c2} を定数とすると σ_r は以下となる。

$$\begin{aligned} \sigma_r = 2C_1 & \left\{ \frac{(r^3 - V_c)^{\frac{3}{4}}}{4r^4} + \frac{(r^3 - V_c)^{\frac{1}{3}}}{r} + C_{c1} \right\} \\ & + 2C_2 \left\{ \frac{(r^3 - V_c)^{\frac{2}{3}}}{2r^2} + \frac{r}{(r^3 - V_c)^{\frac{1}{3}}} + C_{c2} \right\} \end{aligned} \quad (12)$$

絶対圧での内圧、外圧をそれぞれ P_i , P_o とすると、応力の境界条件は

$$r=r_o \text{ において } \sigma_r = -P_o$$

$$r=r_i \text{ において } \sigma_r = -P_i$$

であるため式(12)に両条件を代入しその差をとり、 $P_i - P_o = P$ とおく。また、式(10)から内径 r_i は次のような外径 r_o の関数となる。

$$r_i = \sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)} \quad (13)$$

Fig. 3 Image of inflow of air into spherical shell

Table 1 Parameter of spherical shell model

P_b	Inner pressure [Pa]	
A_b	Inner surface area [m ²]	
R	Gas constant [J/kg /K]	288.69
ρ	Density [kg /m ³]	1.1838
κ	Heat capacity ratio	1.403
T_b	Absolute temperature [K]	298.15

Fig. 4 Stress state of spherical shell

よって、これから差圧 P は外径 r_o の関数

$$\begin{aligned} P = C_1 & \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{r_{o0}}{r_o} \right)^4 - \frac{1}{2} \left(\frac{r_{i0}}{\sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)}} \right)^4 \right. \\ & \left. + 2 \left(\frac{r_{o0}}{r_o} \right) - 2 \left(\frac{r_{i0}}{\sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)}} \right) \right\} \\ & + C_2 \left\{ \left(\frac{r_{o0}}{r_o} \right)^2 - \left(\frac{r_{i0}}{\sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)}} \right)^2 \right. \\ & \left. - 2 \left(\frac{r_{o0}}{r_o} \right) + 2 \left(\frac{\sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)}}{r_{i0}} \right) \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

となる。なお、 P_o を大気圧とすると P はゲージ圧での球殻の内圧 P_b と考えることができる。

3.3 空気圧エネルギー蓄積特性

容積可変タンクの特長として空気圧エネルギーの蓄積特性について述べる。式(5), (13), (14)より、

$$\begin{aligned} Q_{vb} &= \frac{V_{b0} f(r_o) (r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3))^{\frac{2}{3}} + \kappa P_{b0} A_{b0} r_o^2}{\kappa P R T_{b0} (r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3))^{\frac{2}{3}}} \frac{dr_o}{dt} \\ &= k_{vr}(r_o) \frac{dr_o}{dt} \end{aligned} \quad (15)$$

と表すことができる。ここで、

$$\begin{aligned} V_{b0} &= \frac{4}{3} \pi \left\{ \sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)} \right\}^3 \\ A_{b0} &= 4\pi \left\{ \sqrt[3]{r_o^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3)} \right\}^2 \\ f(r_o) &= \frac{dP_b}{dr_o} \\ &= 2C_1 \left\{ -\frac{r_{o0}^4}{r_o^5} + \frac{r_{i0}^4 r_o^2}{(r_{o0}^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3))^{\frac{7}{3}}} \right\} \\ &\quad - \frac{r_{o0}}{r_o^2} + \frac{r_{i0} r_o^2}{(r_{o0}^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3))^{\frac{4}{3}}} \end{aligned}$$

$$+ 2C_2 \left\{ -\frac{r_{o0}^2}{r_o^3} + \frac{r_{i0}^2 r_o^2}{(r_{o0}^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3))^{\frac{5}{3}}} \right. \\ \left. - \frac{1}{r_{o0}} + \frac{r_o^2}{r_{i0}(r_{o0}^3 - (r_{o0}^3 - r_{i0}^3))^{\frac{2}{3}}} \right\}$$

とする。したがって、流入する体積流量 Q_{vb} が一定 ($=q_{vb}$) の状態において、現時刻の外径を $r_o(t)$ とし既知とすると、微小時間 Δt 経過後の外径 $r_o(t + \Delta t)$ は式(15)より、

$$r_o(t + \Delta t) = \frac{q_{vb}}{k_{vr}(r_o(t))} \Delta t + r_o(t) \quad (16)$$

となる。式(16)で得られた外径を式(14)に代入することで Δt 経過後の内圧 P_b を得ることができる。

3.4 空気圧エネルギー特性シミュレーションの概要

中空球殻のエネルギーと構成を評価するためにエアパワー^{13), 14)}から求める空気圧エネルギーについて述べる。エアパワーは圧力と流量から次式によって求められる。

$$W_{ap} = P_a Q_{vb} \ln \frac{P_{abs}}{P_a} \quad (17)$$

P_{abs} は通過した圧縮空気の大気圧、 P_a は大気圧である。本研究では、制御PC上において次式によりエアパワーから空気圧エネルギーを毎サンプリングごとに計算する。

$$E_{air}[k] = t_s \sum_{i=1}^k W_{ap}[i] \quad (18)$$

E_{air} は空気圧エネルギー、 t_s はサンプリングタイム (1 ms)、 k は測定対象へ圧縮空気を流入開始した時点から1回目とした場合における現時点でのサンプリング数、 W_{ap} は各サンプリングにおいて式(17)により求められたエアパワーである。

エネルギー特性のシミュレーションのためのフローチャートをFig. 5、概要を以下に示す。なお、シミュレーションでは式(16)中の体積流量 q_{vb} は $1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ (0.6 L/min) で一定、 Δt は式(18)中の t_s と同じく 1 msとした。

- (1) 式(17)中の P_{abs} を大気圧として計算する。
- (2) 空気圧エネルギーを式(18)に基づき計算する。
- (3) 式(16)中の $r_o(t)$ を無加圧状態の球殻の外径として 1 ms 経過後の外径を計算する。
- (4) (3)で得られた外径 r_o を使用し、1 ms経過後の球殻内圧を式(14)から求める。
- (5) 式(14)から求めた内圧を式(17)中の P_{abs} に代入することでエアパワーを求める。
- (6) 空気圧エネルギーを式(18)に基づき計算する。
- (7) 現時刻の外径 $r_o(t)$ から式(16)より 1 ms経過後の外径を計算する。
- (8) (7)で得られた外径 r_o を使用し、1 ms経過後の球殻内圧を式(14)から求める。
- (9) 以降(5)-(8)を繰り返す。

4. 球殻型容積可変タンクの空気圧エネルギー特性

4.1 球殻型容積可変タンクの設計及び製作

式(14)で得られる中空球殻の圧力特性を検証するために、球殻型容積可変タンクを設計、製作した。本節ではその製作方法について述べる。

モデルと同様の条件を満たすため、球殻型容積可変タンクはゴム材料により構成された中空球殻でなければならない。そこで、Fig. 6に示す先端が球状のろう製中型を製作し、外型と中型の間にシリコンゴム (信越化学工業製KE-1316) を注入し成型する。シリコンゴムの硬化後、成型物に熱を加え中型を溶出させるロストワックス法により、一体成型の球殻型容積可変タンクを製作した。使用するシリコンゴムには、シリコンゴムに対して20%の希釈剤 (信越化学工業製RTVシンナー) を添加している。製作した球殻型容積可変タンクの外観をFig. 7に示す。以下の節

Fig. 5 Flowchart of simulation

Fig. 6 Overview of mold for spherical shell

Fig. 7 Over view of rubber spherical shell

で製作した種々の寸法の球殻型容積可変タンクの圧力特性および空気圧エネルギー特性について議論する。

4.2 Mooney-Rivlinひずみエネルギー関数の物性値同定

式(14)中の C_1 および C_2 はMooney-Rivlinひずみエネルギー関数使用時の材料の物性値である。この式を使用し球殻を設計するためには、物性値に相当する定数 C_1 および C_2 を同定する必要がある。本来であれば一様2軸伸長試験⁽⁵⁾の結果から同定されるべきであるが高精度な計測機器を使用する必要がある。そこで本研究では、球殻が一様2軸伸長試験と見なせる代表的形状⁽⁶⁾であることに着目する。中空球殻に圧縮空気を供給したときの圧力ごとの外径を測定し、式(14)の計算値との比較から物性値を同定した。物性値 C_1 、 C_2 を同定するにあたり、その大まかな数値を定める予備実験として、内径30mm、外径33mmのタンクを製作しその特性を測定した。得られた圧力特性がFig.8である。図の横軸は無加圧状態からの外径の変化量を示し、縦軸はタンクにかかる内圧を表している。タンク外径の測定にはノギスを使用し、一定圧力を加えた状態で測定を行った。この実験値に沿うように C_1 および C_2 を調整し、式(14)による計算を行った結果、 C_1 、 C_2 を55、22kPaとした。その計算結果を、中の破線で示している。

次に、この C_1 、 C_2 を用い球殻型容積可変タンクが30kPa付近で圧力変化が緩和される特性を持つよう内、外径を変更し計算を繰り返した。その結果より内、外径を50、63mmのタンクを製作し同様の実験を行った。その結果をFig.9に示す。しかし、Fig.9より実験値と計算値に差が見られるため、 C_1 、 C_2 を57、27kPaとして再度計算を行った。その結果をFig.10に示す。さらに調整した C_1 、 C_2 が妥当であるかを検証するために圧力変化が50kPa近傍で緩和されるような特性を目標として内径30mm、外径42mmの球殻型容積可変タンクを製作し同様の実験を行った結果がFig.11である。Fig.11より、計算値が実験値に概ね即しているため、20%希釈のシリコンゴムを使用した球殻型容積可変タンクでは C_1 、 C_2 を57、27kPaとして空気圧エネルギー特性のシミュレーションを行う。

また、Fig.10、11のいずれにおいても、大変形領域において実験値が上昇し計算値から乖離していることが確認できる。この状態からさらに加圧しタンクを膨張させると、過度な伸長によりゴム材料に恒久的な特性変化が生じることを予備実験から確認している。計算値と実測値に乖離が生じない範囲では、特性変化が生じないことも併せて確認している。製作したタンクはシリコンゴムの成型に用いた外型、中型の製作精度によって球殻の真円度に個体差が存在すると思われる。しかし、計算値との乖離が生じない領域ではFig.8からFig.11に示すように、製作した複数のサンプルにおいて、特性のずれが小さいことから、タンクの特性に対しては寸法精度よりもゴム物性の影響が大きいと考えられる。よって本モデルにより、特性変化を生じ

ない球殻型容積可変タンクの膨張限界の目安もあらかじめ確認できると言える。タンク外径や肉厚といった形状パラメータを変更することで、所望の特性を実現できる。また、任意の物性を有するゴムを製作可能であれば、ゴム物性値を変更することによって、所望の圧力緩和特性を有するタ

Fig. 8 Verification of calculated value (Inner diameter : 30 [mm], outer diameter : 33 [mm])

Fig. 9 Verification of calculated value (Inner diameter : 50 [mm], outer diameter : 63 [mm], C_1 : 55 [kPa], C_2 : 22 [kPa])

Fig. 10 Verification of calculated value (Inner diameter : 50 [mm], outer diameter : 63 [mm], C_1 : 55 [kPa], C_2 : 27 [kPa])

Fig. 11 Verification of calculated value (Inner diameter : 30 [mm], outer diameter : 42 [mm])

Fig. 12 Measurement of pneumatic energy

Fig. 13 Verification of calculated pneumatic energy (Inner diameter: 50 [mm], outer diameter: 63 [mm])

Fig. 14 Verification of calculated pneumatic energy (Inner diameter: 30 [mm], outer diameter: 42 [mm])

ンクの実現も期待できる。

4.3 シミュレーション精度の検証

式(16)において、体積流量は一定としている。実験においても、一定流量を供給するためFig. 12に示す流量制御弁および流量計から構成される測定装置を用い目標体積流量を0.6L/minとして流量制御を行った。

内、外径がそれぞれ50, 63mmおよび30, 42mmのタンクのエネルギー特性の測定結果ならびに計算値をFig. 13, 14に示す。Fig. 13, 14の縦軸はタンクにかかる内圧、横軸はタンクに蓄積される空気圧エネルギーの値を示している。

30, 50kPa近傍で緩和されるよう設計した計算値と比較すると、実際の特性には液状ゴムの成型に伴う個体差があることが分かった。

5. 結 言

本研究では、小型空気圧供給システムに使用する容積可変タンクの設計のためのMooney-Rivlinひずみエネルギー関数を使用した中空球殻のモデル化ならびにエネルギー特性のシミュレーションを行った。実際の特性には個体差があるためそれを考慮する必要があるが、提案手法により所望のエネルギー特性を持つ球殻型容積可変タンク設計手法の実現可能性を確認できた。

しかし、本手法は流入特性のモデル化およびシミュレーションであり、実際はコンプレッサ-アクチュエータ間の接続配管等によるエネルギー損失が生じる。この損失は容積可変タンク特有ではないものの、実際にシステムに組み込み使用するためには流入、流出時のエネルギー損失モデルを検討する必要がある。今後は上記課題の解決とともに、球殻型容積可変タンクを用いた空気圧供給システムの設計手法の構築を行っていく予定である。

参 考 文 献

- 1) 佐々木, 則次, 山本, 高岩: 空気圧ゴム人工筋を用いたパワーアシストグローブの開発, 日本ロボット学会誌, Vol. 24, No. 5, p. 640-646 (2006)
- 2) Y. Kadowaki, T. Noritsugu, M. Takaiwa, D. Sasaki: Development of soft power assist glove and its control based on human intention, J. of Robotics and Mechatronics, Vol. 23, No. 2, p. 281-291 (2011)
- 3) 小西, 則次, 高岩, 佐々木: 筋電により人間の意思を反映したパワーアシストグローブの制御, 計測自動制御学会論文集, Vol. 49, No. 1, p. 59-65 (2013)
- 4) 北川, 呉, 塚越, 朴: 三重点における相変化を利用した携帯空圧源の開発, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 36, No. 6, p. 158-164 (2005)
- 5) 呉, 北川, 塚越, 留: 携帯空圧源を利用した歩行支援のための空圧アシスト肢の開発, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 37, No. 4, p. 43-49 (2006)
- 6) 佐々木, 則次, 高岩, 岩脇: 空気圧駆動ウェアラブルデバイスのための小型空気圧供給システムの開発, 日本ロボット学会誌, Vol. 31, No. 7, p. 659-668 (2013)
- 7) 佐々木, 高岩, 瀧: 空気圧駆動ウェアラブルデバイスのための小型空気圧供給システムの開発—第2報: 空気圧エネルギーの推定と空気圧供給システムの制御, 日本ロボット学会誌, Vol. 33, No. 7, p. 490-496 (2015)
- 8) 柴田, 大谷, 駒井, 井上: 材料力学の基礎, 培風館, p. 179-186 (1991)
- 9) 阿部, 清水, 山田: 弾性力学, 朝倉書店, p. 118-124 (1991)
- 10) J.G. ウィリアムズ著 国尾, 清水, 隆 共訳: 高分子固体の応力解析とその応用, 培風館, p. 179-193 (1978)
- 11) 深堀: 設計のための高分子の力学, 技報堂出版, p. 31-40 (2000)
- 12) 飯塚, 山下: ゴム材料の力学特性同定とFEM解析への利用, 日本ゴム学会誌, Vol. 77, No. 9, p. 306-311 (2004)
- 13) 蔡, 藤田, 香川: 空気圧駆動システムにおけるエネルギー消費とその評価, 日本油空圧学会論文集, Vol. 32, No. 5, p. 8-13 (2001)
- 14) 香川, 蔡: 知っておきたい やさしい空圧技術(1) 空気の圧縮性, 油空圧技術, Vol. 44, No. 10, p. 46-50 (2005)

-
- 15) 川端：実在ゴムの弾性, 日本レオロジー学会誌, Vol. 12, p. 69-77 (1984)
- 16) R.W. Ogden : Large deformation isotropic elasticity – on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids, Proc. of the Royal Society of London A. 326, p. 565-584 (1972)