定荷重ばねの解析に関する考察 — Votta の式の有効性の確認と定トルクばねの解析への適用 —

中村源一郎,藤野宏,志村穣*,土屋栄夫**,吉村靖夫† 東京工業高等専門学校教育研究技術支援センター,東京都八王子市椚田町1220-2,〒193-0942 *公立諏訪東京理科大学工学部,長野県茅野市豊平5000-1,〒391-0292 **千葉県松戸市常盤平2-16-4,〒270-2261 †東京都八王子市長房町766-5,〒193-0824 (2021年11月4日受付,2022年5月18日再受付,2022年5月25日採録)

Study on Analysis of Constant Force Springs

— Confirmation of Efficacy of Votta's Equation and Its Application to

Constant Torque Springs —

Genichiro NAKAMURA, Hiroshi FUJINO, Jyo SHIMURA*, Hideo TSUCHIYA**, and Yasuo YOSHIMURA†

Support Center for Education and Technology, National Institute of Technology, Tokyo College

1220-2, Kunugida-machi, Hachioji City, Tokyo 193-0942, Japan

* Department of Mechanical and Electrical Engineering, Faculty of Engineering, Suwa University of Science,

5000-1, Toyohira-machi, Chino City, Nagano Pref. 391-0292, Japan

**2-16-4, Tokiwadaira, Matsudo City, Chiba Pref. 270-2261, Japan

†766-5, Nagafusa-machi, Hachioji City, Tokyo 193-0824, Japan

(Received November 4, 2021, Revised May 18, 2022, Accepted May 25, 2022)

ABSTRACT

More than seventy years ago, F. A. Votta, Jr., developed both the constant force springs and constant torque springs, characteristics of which are quite different from conventional ones. Those springs have been utilized still widely in fields of engineering over the world as useful mechanical elements being able to keep forces or torques constant, regardless of its extension. Thanks to its peculiarity springs have, retention of some objects at arbitrary point can be achieved. The authors can not deny that there are no experimental proof and that theoretical explanations are insufficient in his paper. In fact, there exist always certain amount of differences between our experiments and his analysis. Then authors tried to derive an appropriate equation representing the spring force, using their own ideas. However, the result authors obtained turned out, contrary to the author's expectation, to be just the same to Votta's, leading to verifying the validity of Votta's expression. In addition to the above, the authors also discussed theoretically and experimentally the difference of spring forces between normal winding and reverse winding of springs around a drum. It is made clear that the spring force produced by reverse winding becomes twice that by normal one. These results are very useful to know both the spring force and torque produced in constant torque spring system, which may be introduced in a paper concerned.

1. はじめに

定荷重ばねは約70年前、米国の F.A. Votta, Jr. によって米国の機械学会誌 (Trans. ASME)に発表りされ、その後現在に至るまで一定荷重の維持、重量物の定点保持等に世界中で広く使われてきている。 Fig. 1 に示すように物体の荷重が一定であれば、引き出し長さ L にほぼ無関係に物体を任意の位置に保つことができる。身近な例として、工具の吊り下げやシャッター扉の保持などがある $^{\circ}$. しかし、当該論文ではその解析の経緯について詳細が示されず、また実験的裏付けもされていない。本稿では筆者らの解析方法の過程を詳しく述べ、Votta の解析式との比較検討を行う。さらに、定荷重ばねに関して 2 種類の巻き方を検討し、これらが筆者らの定トルクばねへの応用に繋がることを説明したい $^{\circ}$.

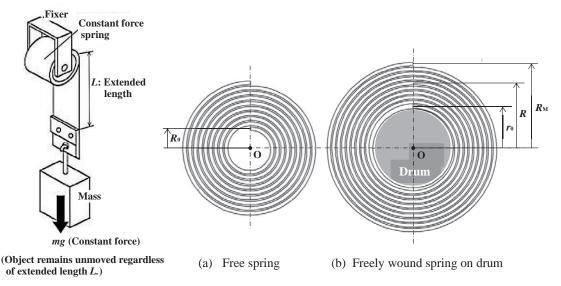


Fig. 1 Application example.

Fig. 2 Assembly of constant force spring on drum.

2. 研究の目的

本論文の研究の主要目的は以下の通りである.

- (1) 定荷重ばねに関する Votta の基本式の解析経緯を明らかにし、実験値と比較検討する.
- (2) 定荷重ばねの巻き方の違いによるばね力の変化について解析し実験値と比較検討する. これにより, 既存の定荷重ばねと異なる特性をもつ定荷重ばね開発の可能性を検討する.
- (3) 定トルクばねの解析に定荷重ばねの解析方法がそのまま適用できることを証明する.

3. 定荷重ばねの構造

定荷重ばねの製造方法例の概略を述べる.まず、ドラム半径 r_0 よりわずかに小さい丸棒に板ば

ねを巻き付け、このばねを熱処理し弾性ひずみを除去したばねを製作する(Fig. 2(a)) 4 . この時点でばねはドラム半径 r_0 よりもさらにわずかに小さい自由ばねの半径 R_0 となる. この状態のばねを以下、自由ばねと呼ぶこととする.

市販の定荷重ばねはこの半径 R_0 の自由ばねを半径 r_0 のドラムまで広げて巻き始め,最大外半径 R_M まで巻付けることで完成する(Fig. 2(b)). 自由ばねは単体の状態で隙間なく巻かれたばねであり,自由ばねの半径 R_0 よりも大きい半径 r_0 のドラムには,自由ばねがドラムに抱き付くように隙間なく巻付くためその始端はドラムには固定はされない. R は実際の定荷重ばねの任意の外半径を示す.

4. ばね力の導出

Votta の論文をもとに、引出す長さに関わらずほぼ一定とされる定荷重ばねを引き出す際のばね力Fの導出過程の概要を示す。定荷重ばねを引き出す際のばね力Fは、自由ばねが持つ最大ひずみエネルギ $u_{\rm M}$ と、自由ばねをドラムに巻付けていく際に蓄積するひずみエネルギ $u_{\rm R}$ との差から求められる。この導出過程を以下に説明する.

4. 1 自由ばねの最大ばねカF_M

(a) Assembled spring

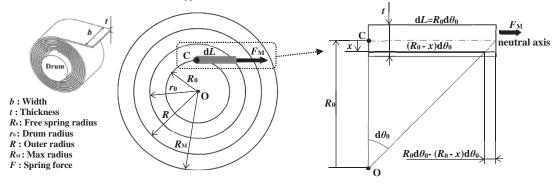


Fig. 3 Constant force spring.

(b) Spring force acting on a minute element with R_0

Fig. 3(a)は定荷重ばねの投影図とその正面見取図を示す。まず自由ばねの最大ばね力 F_M を求めるために、Fig. 3(b)のように、屈曲している自由端を点Cから真っ直ぐにばね力 F_M で微小長さdLだけ引き出すときのひずみエネルギを考える。

このとき、Fig. 3(b)のばねの板厚 t の中立軸から x だけ離れた点におけるひずみ $\epsilon_{\mathbf{M}}$ は次式のように表すことができる.

$$\varepsilon_{\rm M} = \frac{R_0 d\theta_0 - (R_0 - x) d\theta_0}{(R_0 - x) d\theta_0} = \frac{x}{R_0 \left(1 - \frac{x}{R_0}\right)} \approx \frac{x}{R_0} \left(1 + \frac{x}{R_0}\right) \approx \frac{x}{R_0}. \qquad (x << R_0)$$

このとき、単位長さあたりに蓄えられる最大ひずみエネルギ u_M は、

$$u_{\mathsf{M}} = \oint \frac{1}{2} \sigma_1 \varepsilon_1 \, \mathrm{d}A = \oint \frac{1}{2} E(\varepsilon_{\mathsf{M}})^2 \, \mathrm{d}x \, b = \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} Eb\left(\frac{x}{R_0}\right)^2 \mathrm{d}x = \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0}\right)^2$$

である.ここで, σ_1 , ϵ_1 はそれぞれ,ばねの断面に働く垂直応力とひずみ,Eはばね材のヤング率,Iは断面二次モーメントである.

点 C から微小長さ dL だけばねを引き出すために必要なばね力を F_M とすると,最大仕事 $W_k = F_M \cdot dL$ は最大ひずみエネルギに等しいので,

$$u_{\rm M} dL = \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0}\right)^2 dL = F_{\rm M} dL$$

となる. したがって自由ばねがもつ最大ばね力 F_{M} は次式となる.

$$F_{\rm M} = \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0}\right)^2 \ . \tag{2}$$

なお、定荷重ばねは厚平板というより薄い板の梁に近い形状なので、ポアソン比を考慮した曲 げ剛性の補正は考慮しない⁶.

4. 2 ドラムに任意に巻付けたときのばね力 F_R

自由ばねを任意の外半径Rまでドラムに巻付けるとき、自由ばねは半径 R_0 よりも大きい外半径 Rまで広がるように変形する、この変形により自由ばねがもつ最大ひずみエネルギ u_M は、その一部が蓄積エネルギに変化していくので、ばね力Fは最大ひずみエネルギと蓄積エネルギの差となる。

以下ばね力の導出過程を示す。自由ばねと同様に、任意の外半径Rにおいて点 C_R から真っ直ぐにばね力 F_R で微小長さdLだけ引出すときのひずみを考える。Fig. 4 のように半径 r_0 のドラムに自由ばねの半径 R_0 のばねを任意外半径Rまで巻付けたとき、半径 R_0 の中心角を $d\theta_0$ 、任意外半径Rの中心角を $d\theta$ とすれば、 $Rd\theta=R_0d\theta_0$ の関係が成り立つ。Fig. 4 から中立軸から円弧の中心に x だけ離れた点のひずみ ϵ_R は次式で近似できる。

$$\varepsilon_{R} = \frac{(R - x)d\theta - (R_{0} - x)d\theta_{0}}{(R_{0} - x)d\theta_{0}} = \frac{(R - x)\frac{R_{0}d\theta_{0}}{R} - (R_{0} - x)d\theta_{0}}{(R_{0} - x)d\theta_{0}}$$

$$= \frac{(R - R_{0})x}{R_{0}R\left(1 - \frac{x}{R_{0}}\right)} \approx \frac{(R - R_{0})x}{R_{0}R}\left(1 + \frac{x}{R_{0}}\right) \approx \left(\frac{1}{R_{0}} - \frac{1}{R}\right)x \qquad (x << R_{0})$$
(3)

単位長さあたりに蓄積されるエネルギupは、

$$u_R = \oint \frac{1}{2} \sigma_R \varepsilon_R \, \mathrm{d}A = \oint_{\Sigma}^1 \sigma_R \varepsilon_R \, \mathrm{d}A = \int_{Y} \frac{1}{2} E(\varepsilon_R)^2 \, \mathrm{d}x \, b = \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R}\right)^2$$

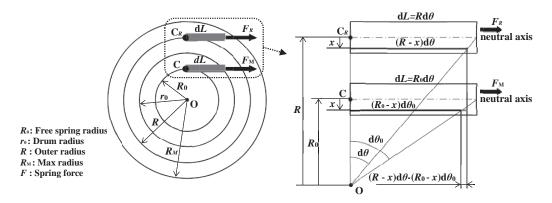


Fig. 4 Force acting on a minute element at an arbitrary outer radius R.

である. ここで、 σ_R , ε_R はそれぞれ、ばねの断面に働く垂直応力とひずみである.

ばねがなす仕事 $W_k = F_R \cdot dL$ は蓄積エネルギ u_R に等しいので、

$$R d\theta \cdot u_R = R d\theta \cdot \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R} \right)^2 = R d\theta \cdot F_R.$$

したがって点 C_R でdLだけ引出す力 F_R は次式となる $^{5)}$.

$$F_R = \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R} \right)^2 \,. \tag{4}$$

4.3 ばねカF

前節においてばね力の最大値、すなわち自由ばねの最大ばね力 F_M は(2)式で表され、一方、任意の外半径Rにおけるばね力 F_R は(4)式となることが示された。ばね力 F はこれら 2 力の差となり次式で表される、これが Votta の基本式である 1 .

$$F = F_{\rm M} - F_{R} = \frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R} \right)^2 \right\}. \tag{5}$$

4. 4 ひずみエネルギとばね力の関係

Fig. 5 は単位長さあたりのばねに蓄えられるエネルギとばね力を図式化したものである。自由ばねを単位長さだけ引き出す際には最大ひずみエネルギ u_M が必要であり,これは常に一定である。一方で外半径Rまでドラムに自由ばねを巻き付けていくとき,蓄積エネルギ u_R は次第に蓄積される。したがって,最大ひずみエネルギ u_M と蓄積エネルギ u_R の差が,外半径R上の点 C_R においてばねを真っ直ぐ引き出すのに必要な単位長さあたりのエネルギとなり,ばねがなす仕事とエネルギの関係からばね力Fが求まる 7 .

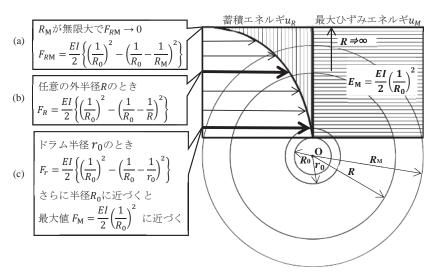


Fig. 5 Relation between stored energy and spring force.

次に外半径Rの違いによるばね力Fについて検証する.

(検証1)外半径Rが無限大となった場合

$$F = \frac{EI}{2} \lim_{R \to \infty} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R} \right)^2 \right\} = \frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_\infty} \right)^2 \right\} = 0.$$
 (6)

(6)式は外半径Rの増大とともにばね力は減少し、外半径 Rが無限大のときにばね力 F は 0 となることを示している。つまり、Fig. 5(a)に示すように、最大ひずみエネルギ u_M は自由ばねを真っ直ぐに伸ばした時のひずみエネルギであるから、外半径 R が無限大つまり真っ直ぐ伸びた状態ではこのときの蓄積エネルギは最大ひずみエネルギ u_M と等しくなり、ばね力Fは 0 となる。

(検証 2) 外半径Rが自由ばねの半径Roに等しい場合

(7)式は外半径Rが自由ばねの半径 R_0 に近づくとばね力Fは最大ばね力 F_M に近づくことを示す. つまり、Fig. 5(c)に示すように、半径 R_0 に任意外半径Rが限りなく近いとき蓄積エネルギ u_R は0であるから、最大ひずみエネルギ u_M 、すなわち、最大ばね力となる.

$$F = \frac{EI}{2} \lim_{R \to \infty} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R} \right)^2 \right\} = \frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_0} \right)^2 \right\} = \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0} \right)^2. \tag{7}$$

(検証3)外半径Rの範囲

(検証 1, 2)は外半径Rの極端な仮定であり、実際の外半径Rはこれら範囲の内に存在する.こ

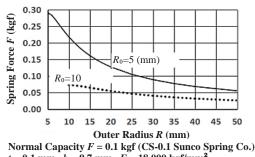
の範囲におけるばね力Fの変化を調べるため(5)式をRで微分すると,

$$\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}R} = -EI\left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R}\right)\left(\frac{1}{R}\right)^2 \ . \tag{8}$$

 $R \ge R_0$ より(8)式の右辺は常に負となり、外半径Rの増加とともにばね力Fは減少することがわか る.

(検証 4) 定荷重ばねの外半径Rと自由ばねの半径R₀

(検証 1)~(検証 3)で示した通り, 定荷重ばねは外半径Rに無関係にば ね力Fは一定ではなく、(7)式で示す ように $R = R_0$ の場合のみ一定とな る. Fig. 6に自由ばねの半径 R_0 をパラ メータに取った場合のばね力Fと外 半径Rの関係を示す、自由ばねの半 径Roが小さいほどばね力Fは大き く,外半径Rが小さいほどばね力Fは



 $t = 0.1 \text{ mm}, b = 9.7 \text{ mm}, E = 18,000 \text{ kgf/mm}^2$

Fig. 6 Relation between spring force F and outer radius R.

急増し、逆に外半径Rが大きいほどばね力Fは漸減傾向になる ことがわかる.

現実の引き出し長さに相当する外半径の差は数 mm であ り、板ばねの厚み t は外半径Rに比べ小さいため、Fig. 6 の傾 きが大きな範囲でも実用上はほぼ一定のばね力の定荷重ばね として利用できる.

5. ばね力の解析値と実測値の比較

5. 1 測定方法

市販の定荷重ばねを用いてばね力Fと外半径Rの関係を測定 するため、Fig. 7のように定荷重ばねを回転自由の状態でブラ ケットに固定し、ばねの引き出し用ワイヤとばね力Fを測定 するための電子秤 (Weiheng 社製、最小読み取り値 1 gf) をつ なぐ. 外半径Rは引き出す長さLから(9)式によって計算した.

$$L = \frac{\pi (R^2 - r_0^2)}{t}. (9)$$

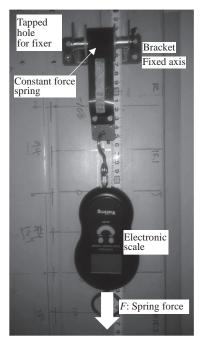
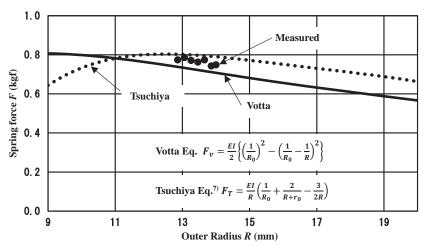


Fig. 7 Measuring spring force.

5. 2 解析結果と実測値の比較

Fig. 8 はばね力 F とばねの外半径 R との関係を図中に与えられた諸寸法の元に解析したものである。実線は Votta の式による解析値,破線は土屋の式 5 による解析値である。黒丸は実験値である。Votta の理論式と土屋の式を図中に記した。ばね力の値は二者共にほぼ同じ解析値となり実験値とも十分比較できる。しかし,土屋の式は外半径が約 R < 11 mm の範囲で急減する。実際には外半径 R が小さくなるほど,この型式の定荷重ばねのばね力 F の最大値 F_{M} (0.8 kgf)に近づかなければならないが 0 に近づくという結果となった。したがって,この型式の定荷重ばねのばね力 F に関して土屋の式に妥当性はなく V Otta の式と新規に置き代えることできない。



Normal Capacity F = 0.8 kgf (CS-0.8 Sunco Spring Co.) t = 0.15 mm, b = 25 mm, $R_0 = 9.1$ mm, $r_0 = 11$ mm, E = 18,000 kgf/mm², $I = 7.0 \times 10^{-3}$ mm⁴

Fig. 8 Relation between spring force *F* and outer radius *R*.

6. ばねの巻き付け方とばね力の関係

6. 1 逆巻きばね

市販されている定荷重ばねは、自由ばねの巻き方向とドラムに巻付ける方向が同じである.この 場合を以後、順巻きばねと名付ける.

しかし、この順巻きとは逆に、自由ばねの巻き方向とドラムに巻きつける方向を反対とする方法が考えられる。この場合を以後、逆巻きばねと名付ける⁸.

順巻きと逆巻きの違いを Fig. 9(a), (b)に示す. Fig. 9(a)に示す順巻きばねは自由ばねの丸み方向 とドラムの丸み方向が同じ場合である. 一方, Fig. 9(b)に示す逆巻きばねは, まず自由ばねを一旦真っ直ぐになるまで引き出し, さらに続けてドラムに沿うように巻き付ける. つまり逆ばねは, 下方のドラムに一旦順巻きしてある自由ばねを, そのまま逆に上方に持ち上げて上方のドラムに

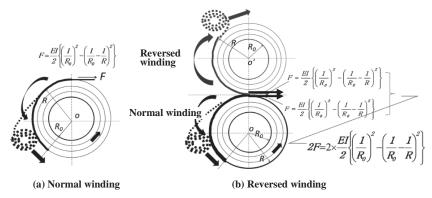
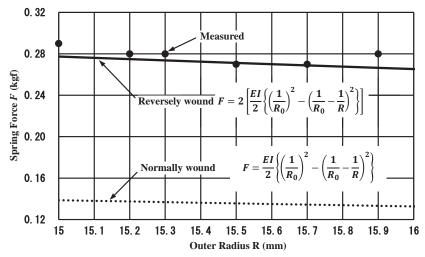


Fig. 9 Comparison of normal winding with reversed winding.

巻付けることになるのでばね力Fは順巻きの2倍と考えることができる.

6.2 解析値と実験値

順巻ばねと逆巻ばねの場合のばね力Fと外半径Rの解析値と実験値の比較を Fig. 10 に示す. 横軸が外半径,また縦軸はばね力を示す.破線は順巻ばねの場合の解析値であり,実線は逆巻ばね場合の解析値である.また,黒丸は逆巻きばねの場合の実験値である.これをみると,逆巻きばねの場合のばね力が順巻ばねの場合のほぼ 2 倍となっていること,および逆巻きばねの場合,解析値と実験値がほぼ一致していることが認められる.以上の結果から逆巻きばねの場合のばね力が順巻きばねの2倍となることが分かった.この逆巻き構造の定荷重ばねは現在市場に出ていないと



Normal Capacity F = 0.4 kgf (CS-0.4 Sunco Spring Co.) t = 0.1 mm, b = 13.5 mm, $R_0 = 7.35$ mm, E = 18,000 kgf/mm², $I = 1 \times 10^{-3}$ mm⁴

Fig. 10 Relation between spring force *F* and outer radious *R* (constant spring wound reversely).

推測されることから、この種のばねが実現できれば小型で容量が 2 倍のばね力をもつ定荷重ばね が可能となるであろう.

ただし、注目すべきことは逆巻きばねの場合、巻きつけに必要な曲げモーメントが順巻の場合の最大で2倍となるため、それだけばねの繰り返し疲労により寿命が短くなることは避けられない。

7. 結論

- (1) ばね力について Votta の解析値と実験値はほぼ一致した. したがって, Votta の解析手法は誘導 過程に十分な説明がないものの適正であると言えよう.
- (2) ばね力は最大ひずみエネルギと蓄積エネルギの差によって定まる.
- (3) ばね力は外半径に依存し、外半径の増加とともにばね力は急減する.
- (4) ばね力は曲げ剛性とばねの自由ばねの半径だけでほぼ定まる.
- (5) 逆巻きばねのばね力は順巻きばねの2倍となる. 逆巻きをした定荷重ばねが実用化できれば現在の寸法のものよりより小型の定荷重ばねが実現できることになる.

8. あとがき

- (1) 筆者らは、元来定荷重ばねの設計に欠かせない Votta の基本的な解析式に関し同氏の論文では 実験データが示されていないこと、また、ばね力を実測してみると常に解析値との一定の誤差 を伴うことがわかりその解析式に疑問を持った。そこで筆者らは何か重要な要因を見逃してい るのではないかと実験を含め多くの解析試行を繰り返し行った、しかし、結局、新規の解析手 法は見つけられなかった。
- (2) 上記(1)で筆者らが行った新規の解析方法には次の2つが挙げられる. その1つは文献中で発表した(17)式である. 他の1つは本稿, 5.2節で紹介した土屋の解析式である. いずれも解析にあたり, ばねをドラムに巻き付ける際, エネルギが蓄積されるものと考えたが結果的に不要であることが分かり誤りであった.
- (3) Votta の解析値と筆者らの実験値の間に、上述の一定の誤差が常に存在する理由として、材料の物理量(厚さ、幅、自由ばねの半径、縦弾性係数等)の寸法測定誤差等が考えられる.
- (4) 定荷重ばねは一言で言えば取り扱いが厄介な機械要素といえるであろう. 特にばねを逆巻き にした場合のばね力の計測にはかなりの困難性を伴うことが予想される. 逆巻きばねは特異な ばねだけに未解決な点も多いと思われるのでさらなる探求が要求される.

参考文献

- F. A. Votta, Jr.: The Theory and Design of Long-Deflection Constant-Force Spring Elements, *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 74, pp. 439-450 (1952).
- 2) Accurate Inc. Catalog, 2019.08, pp. 123-125 (2019).
- 3) A. W. Wahl: Mechanical Springs, 2nd Edition, pp. 153-154, McGRAW-HILL BOOK COMPANY (1963).
- 4) 澤口隼人:提供資料,定荷重/定トルクばねの製造工程、㈱小林スプリング製作所 (2019).
- 5) 土屋栄夫, 小堀敏男, 吉村靖夫, 志村穣: 定荷重ばねの引き出し力に関する研究-Votta の基本式に 対する追加考察-, マイクロメカトロニクス, Vol. 60, No. 214, pp. 2-11 (2016).
- 6) 中原一郎: 材料力学 (上巻), pp. 252-261 (1980).
- 7) 土屋他: 定荷重ばねに関する執筆者グループ内の情報資料, HT13-05, 2013.2.26.
- 8) 吉村靖夫,中村源一郎,藤野宏、志村穣,土屋栄夫:定トルクばねに関する新規解析方法,2021年度マイクロメカトロニクス学術講演会講演論文集,pp. 13-16 (2021).

定トルクばねの新規解析方法

吉村靖夫*, 土屋栄夫**, 中村源一郎[†], 藤野宏[†], 志村穣^{††}
*東京都八王子市長房町 766-5, 〒193-0824
**千葉県松戸市常盤平 2-16-4, 〒270-2261

New Analytical Method of Constant Torque Springs

Yasuo YOSHIMURA*, Hideo TSUCHIYA**, Genichiro NAKAMURA†, Hiroshi FUJINO†, and Jyo SHIMURA††

*766-5 Nagafusa-machi, Hachioji City, Tokyo, 193-0824, Japan

**2-16-4 Tokiwadaira, Matsudo City, Chiba Pref., 270-2261, Japan

†Support Center for Education Technology, National Institute of Technology, Tokyo College,

1220-2 Kunugida-machi, Hachioji City, Tokyo, 193-0942, Japan

††Mechanical & Electrical Dept.,Faculty of Engineering, Suwa University of Science

5000-1 Toyohira-machi, Chino City, Nagano Pref., 391-2101, Japan

(Received November 4, 2021, Revised May 18, 2022, Accepted June, 1, 2022)

ABSTRACT

F. A. Votta, Jr., a design engineer, developed both the constant force springs and the constant torque springs. He made public the materials, which he was concerned with, on a bulletin of ASME, American Society of Mechanical Engineering on May 1952. We appreciate his simple analytical methods and its useful results. Those springs have been utilized still widely in fields of engineering over the world. By the author's works so far, however, it became obvious that analytical explanations are in part insufficient and no experimental results are shown in his both papers related to the constant force and torque springs. Of the two papers above, the authors confirmed finally the validity of the expression he obtained in his paper, by using their own ideas and experiments. The authors also tried to apply the equations obtained in the constant spring force to those in constant torque springs. As the results obtained, the authors may conclude that their new analytical methods introduced in this paper are useful to know the torques to be produced in the constant torque springs. Furthermore, the authors propose ideas to reduce changes of torques, which should be primarily constant regardless of extension of springs.

1. はじめに

定トルクばねは約70年前米国の Hunter Spring Company の設計技術者, F. A. Votta, Jr.によって 開発され, 1952年米国の機械学会誌 (Transactions of the ASME) で論文発表された¹⁾. そこで紹介された基本的な解析式は非常に分かり易く実用的なため発表以来, 現在に至るまで担当の設計技術者に広く使われてきている.

しかし、本論文で述べる定トルクばねばかりでなく、その基礎となる定荷重ばねについても解析の経緯の詳細が明確でないことや実験的裏付けがなされていないことが筆者らの当該ばねに

関する研究の過程で明らかとなった。氏の定荷重ばねに関する解析結果は筆者らが独自に導いた解析結果³と一致し、また筆者らの実験結果ともほぼ一致したので氏の解析手法の妥当性が確認できた。

一方, 定トルクばねについては解析の経緯が不明確のままであることから, 筆者らは定荷重ばねで得られた解析結果を応用して新しい解析式を得ることを試みた. その結果, 定トルクばねの巻き上げトルクの導出に筆者らが定荷重ばねの解析で導いた諸式がそのまま適用できることが理論的および実験的の両面で明らかになった. また, 定トルクばねはばねの巻き上げ長さに関係なくほぼ一定となることが望ましく, そのための自由ばねの半径の選択条件を模索する.

2. 研究目的

- (1) 定荷重ばねのばね力に関する Votta の基本的解析式をそのまま定トルクばねの解析式として応用することの適否を判断する.
- (2) 定トルクばねは本来ばねの移動に無関係にトルクが一定であることが理想である.そのための設計上の必要条件を模索する.

3. 定トルクばねの特徴

まず定荷重ばねと定トルクばねについて説明する。定荷重ばねは中村らの論文²⁾で紹介しているように1個のドラムに長い薄板状のばね帯を巻き付けその自由端を真直に引きだすのに必要な力と、例えば吊り下げる物体の重量とを釣り合わせる機械要素である。定荷重ばねは引き出すばねの長さに無関係にいつもほぼ一定のばね力が働くことを特徴とする³⁾.

一方, 定トルクばねは Fig. 1 のように, 定荷重ばね2個を同じ基盤上に一定間隔を置いて取り付けた2本の固定軸にそれぞれ回転自由の状態で取り付けたもので, その2個のドラム間を薄板状のばね帯が移動する. 両ドラムを結ぶばね帯上の任意点は2個のドラムからそれぞれある長さだけ引き出された状態にあるので, 2個の定荷重ばねの組み合わせたものと考えることができる.

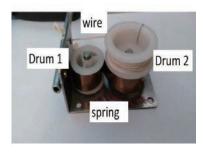


Fig. 1 Constant torque spring. (NWS-0.4 Sunco Spring Co.)

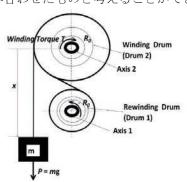


Fig. 2 A case using constant torque. spring.

したがって、その2個の引き出し力の差がドラムを回転させる力となる。そしてこの力と巻き上げ用ドラムに懸架された物体の重量が釣り合えば物体は動かないことになる。

定トルクばねは物体の重量(または荷重)が変わらない限り引き出し長さにほとんど関係なく物体を任意の位置に保つことができる。身近な具体例として工具の吊り下げやガレージの扉の保持などがある。定トルクばねに使われるワイヤは巻き上げ側のドラムに巻かれていて、その自由端に吊るされた物体の位置を任意に決めることができる。定トルクばねは前述のように2個の定荷重ばねから構成される。

Fig. 2 は使用例である 3). 上側が巻き上げドラム 2 (負荷側), 下側が巻き戻しドラム 1 である.

ドラム2側に吊るした物体の重量 P = mg がドラム2に働く巻き上げ力と釣り合えば物体は任意の位置に留まることができる。巻き上げドラム2に巻かれたひもを上下に動かして吊るした物体の上下移動を行う。

Fig. 3 は市販の一般のばねと定荷重(定トルク)ばねを比較したものである. Fig. 3(a)が一般のばね, Fig. 3(b)が定荷重(定トルク)ばねの特性である. 前者がフックの法則にしたがい引き出し長さや巻き付け角度の変化に比例して負荷が変化するのに対し、後者はほぼ一定となる4.

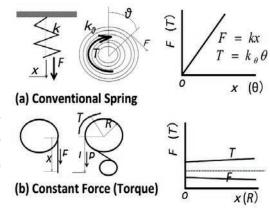
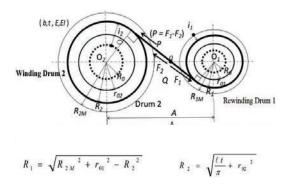


Fig. 3 Difference of force (or torque) between conventional spring and constant force spring.

4. 2個のドラムに巻き付けたばねの動きによるばねの巻き付け半径の変化

Fig. 4 は 2 個のドラム 1, 2 が全長 *l* のばねで結ばれた状態を示す. ドラム 1 がばねの巻き戻し用に, また, ドラム 2 が巻き上げ用となるようにドラムの 寸法を定めてあるものとすると負荷時にはばねは常にドラム 1 側からドラム 2 側に移動することになる. したがってばねにかかる負荷を開放すると一気にばねは巻き戻し側のドラム 1 に巻き戻される. 図中の 2 つの関係式はばね



B-Motor: b, t, I, E, EI and l: width, thickness, second moment of section, Young's modulus, bending stiffness and total length of spring, respectively.

Fig. 4 Constant torque spring connected to two drums.

が任意に巻かれている時の両ドラムの外半径 R_1 , R_2 とばね全長 l, 両ドラムの半径 r_{01} , r_{02} , およびドラム 2 側の最大外半径 R_{2M} との幾何学的関連を示す.

5. ドラムへのばねの巻き付け方

Fig. 5 はばねのドラムへの巻き付け方を示す。Fig. 5(a)はばねを 2 個のドラム 1 ,2 の丸みと同じ向きに巻く場合(以後,順巻き,Normal Winding と称する)で一般に A-Motor と呼ぶ。Fig. 5(b) はばねを両ドラムに対してそれらの丸みと背中合わせに巻く場合(以後,逆巻き,Reverse Winding と称する)であるが,逆巻きばねだけで構成される機構は実用化されていない。一般的な呼び名はないので,筆者らは A'-Motor と呼ぶこととする。次に Fig. 5(c)はばねをドラム 1 側を順巻き,ドラム 2 側を逆巻きとした場合で,市販されている定トルクばねはほとんどこの部類に属し B-Motor と称されている。また,Fig. 5(d)はばねをドラム 1 側を逆巻き,ドラム 2 側を順巻きとした場合で,基本的構造としては B-Motor と同じであるが巻き上げトルクの大きさについては B-Motor と異なる。ここでは筆者らは B'-Motor と名付ける。

Fig. 5(a)~(d)において、常にドラム 2 側は巻き上げ側、ドラム 1 側は巻き戻し側である.各図のドラム 2 側の回転軸 O_2 に作用する巻き上げトルクを T として左回りの矢印で示す.また、図中の自由ばねの上に描いた破線矢印はばねをドラムに巻き付けようとする動きを示す.

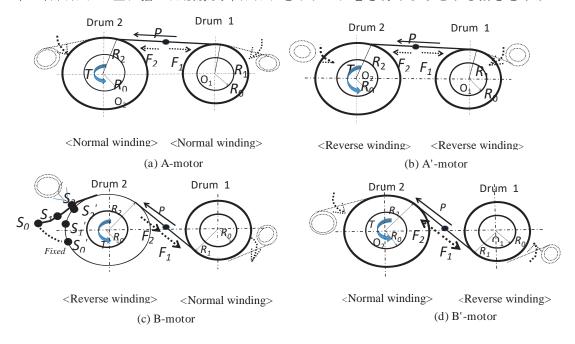


Fig. 5 Combination of wound springs.

B-motor の場合のばね帯のドラム1, 2への巻き付け方を Fig. 5(c) により具体的に説明する. ドラム1へ巻き付けは順巻きとしているから, ばねが自然に丸まる向きとドラム1の丸みの向きは同じである. すなわち, 曲率の向きは同じである. 一方, ドラム2に対する巻き付けは逆巻きとしているから, ドラム2の丸みの向きとばねの丸み方向は互いに逆となる. すなわち, 曲率の向きは互いに反対になる. そのため, ドラム2に対してはばねを背中合わせにして, まず点 S_0 でドラム2に固定し, そこから $S_1 \rightarrow S_2 \rightarrow \cdot \cdot \cdot \cdot$ と順次ドラムに2に巻き付けていくことになる.

6. ばねカ, 巻き上げカ, 巻き上げトルクの関係

定荷重ばねの解析 $^{2)}$ ではドラムからばねを引きだす力をばね力と呼んだ. しかし, 定トルクばねの解析ではこの呼び方はそのまま使用できない. 定荷重ばねで得られたばね力の結果を元に定トルクばねについて Fig.~4 を使って説明する. ばねはドラム 1 側とドラム 2 側にまたがって巻かれている. ばね上の任意点 Q よりドラム 1 側にあるばねだけを考えれば, これはドラム 1 側にある定荷重ばねと考えることができる. この場合のばね力は F_1 となる. 同様にしてばね上の任意点 Q よりドラム 2 側にあるばねだけを考えればこれはドラム 2 側にある定荷重ばねと考えることができる. この場合のばね力が F_2 となる. したがって両方をつなぐばねの任意点 Q に働く力 P はこれら 2 力の差となる 5 .

$$P = F_1 - (-F_2) = F_1 + F_2. (1)$$

この力 P を以後,巻き上げ力と名付ける.負荷側ドラム 2 にあるばねの外半径を R_2 とすればドラム 2 の回転軸回りのトルクは次式となる.このトルク T を以後巻き上げトルク T と名付ける.

$$T = PR_2. (2)$$

7. 巻き上げ力と巻き上げトルク

次に A-Motor と B-Motor のばね力 F, 巻き上げ力 P, 巻き上げトルク T について述べる.

7. 1 A-Motor

(a) 解析

Fig. 5(a)は両ドラムとも順巻きであるからドラム 1,2 側のばね力は P は次式となる $(F_1 > F_2)$ 両ドラム側のばねに働くばね力は定荷重ばねのばね力に関しそれぞれ $^{2)}$,

$$F_{1} = \frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_{0}} \right)^{2} - \left(\frac{1}{R_{0}} - \frac{1}{R_{1}} \right)^{2} \right\}, \tag{3}$$

$$F_2 = \frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_2} \right)^2 \right\},\tag{4}$$

である.ここで I, EI, R_0 , R_1 , R_2 はそれぞれ断面 2 次モーメント,曲げ剛性,自由ばねの半径,ドラム 1 側の外半径,同 2 側の外半径である.したがって巻き上げ力 P は(1), (3), (4)式より,

$$P = \frac{EI}{2} \left[\left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} \right)^2 \right\} - \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_2} \right)^2 \right\} \right]$$
 (5-1)

$$=\frac{EI}{2}\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}\right)\left(2\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}\right) \tag{5-2}$$

$$=\frac{EI}{2}\left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_2}\right)^2. \tag{5-3}$$

(5-1)式は筆者らが新規に導いた原式 5 である。(5-2)式は(5-1)式を整理したものである。 また、(5-3)式は(5-2)式において $R_1 = R_0$ と仮定した場合の近似式である。負荷側の巻き上げトルクは巻き上げカ P と負荷側の外半径 R_2 との積であるから(5-1)~(5-3)式によりそれぞれ、

T = PR

$$=R_{2}\frac{EI}{2}\left[\left\{\left(\frac{1}{R_{0}}\right)^{2}-\left(\frac{1}{R_{0}}-\frac{1}{R_{1}}\right)^{2}\right\}-\left\{\left(\frac{1}{R_{0}}\right)^{2}-\left(\frac{1}{R_{0}}-\frac{1}{R_{2}}\right)^{2}\right\}\right] \tag{6-1}$$

$$=R_2 \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \left(2\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \tag{6-2}$$

$$\approx R_2 \frac{EI}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_2} \right)^2 \tag{6-3}$$

が得られる. (6-3)式は Votta の解析式と一致することがわかる.

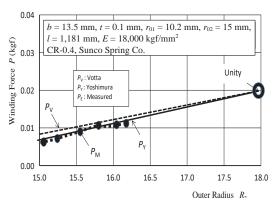


Fig. 6 Relation between winding force P and outer radius R_2 (mm) (A-Motor).

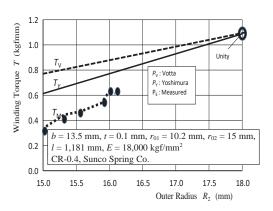


Fig. 7 Relation between winding torque T and outer radius R_2 (mm) (A-Motor).

(b) 実験値との比較検討

Fig. 6 は A-Motor の場合について、巻き上げ力 P と外半径 R_2 の関係を解析値と実験値について比較したものである。Votta の解析式と筆者らの解析式(5-2)による解析値は外半径 R_2 が小さい範囲では差が大きいが、外半径 R_2 が大きくなるに従い両者は接近し、ある外半径 R_2 (この定荷重ばね CR-0.4 の場合は R_2 = 18 mm)の時に両者は一致する。また、この図から筆者らの(5-2)式による解析値の方が Votta のそれらより実験値に近いことが確認できる。また、Votta が氏の論文で発表している解析式は R_1 = R_0 という条件の下でのみ有効であり、広い範囲の外半径には適用ができず一般性が低いと言える。

次に Fig. 7 は同じく A-Motor についての巻き上げトルク T と外半径 R_2 の関係を解析値と実験値について比較したものである. Votta の解析式と筆者らの(6-2)式による解析値は外半径 R_2 が小さい範囲では差が大きいが、外半径 R_2 が大きくなるに従い両者は接近し、この場合もある外半径 R_2 (この定荷重ばね CR-0.4 場合は R_2 =18 mm) の時に両者は一致する. この図から(6-2)式による解析値の方が Votta のそれより実験値に近いことが確認できる. 上記巻き上げ荷重の場合と同様に Votta の解析式は R_1 = R_0 という条件の下では有効であるがこの条件が無くなると実験値との誤差が大きくなる.

7. 2 B-Motor

(a) 解析

B-Motor のばねのドラムへの巻き付けは Fig. 5(c)に示すように、ドラム 1 側が順巻き、ドラム 2 側が逆巻きである。したがって、両ドラム側に働くばね力は A-Motor の場合と同様に、

$$F_{1} = \frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_{0}} \right)^{2} - \left(\frac{1}{R_{0}} - \frac{1}{R_{1}} \right)^{2} \right\}, \tag{7}$$

$$F_2 = 2\frac{EI}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_2} \right)^2 \right\},\tag{8}$$

である. したがって、巻き上げ力Pは(1),(7),(8)式より、

 $P = F_1 + F_2$

$$= \frac{EI}{2} \left[\left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} \right)^2 \right\} + 2 \left\{ \left(\frac{1}{R_0} \right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_2} \right)^2 \right\} \right]$$
(9-1)

$$= \frac{EI}{2} \left\{ 2 \left(\frac{1}{R_0} \right) \left(\frac{1}{R_1} \right) - \left(\frac{1}{R_1} \right)^2 + 4 \left(\frac{1}{R_0} \right) \left(\frac{1}{R_2} \right) - 2 \left(\frac{1}{R_2} \right)^2 \right\}$$
 (9-2)

となる. (9-1)式と(9-2)式は B-Motor について筆者らが新規に導いた原式である. 負荷側の巻き上げトルクは巻き上げ力 P と負荷側の外半径 R_2 との積であるから(9-1), (9-2)式により,

 $T = PR_2$

$$=R_{2}\frac{EI}{2}\left[\left\{\left(\frac{1}{R_{0}}\right)^{2}-\left(\frac{1}{R_{0}}-\frac{1}{R_{1}}\right)^{2}\right\}+2\left\{\left(\frac{1}{R_{0}}\right)^{2}-\left(\frac{1}{R_{0}}-\frac{1}{R_{2}}\right)^{2}\right\}\right]$$
(10-1)

$$=R_{2}\frac{EI}{2}\left\{2\left(\frac{1}{R_{0}}\right)\left(\frac{1}{R_{1}}\right)-\left(\frac{1}{R_{1}}\right)^{2}+4\left(\frac{1}{R_{0}}\right)\left(\frac{1}{R_{2}}\right)-2\left(\frac{1}{R_{2}}\right)^{2}\right\} \tag{10-2}$$

となる.

一方、B-Motor の巻き上げトルク T に関する Votta の解析式は次の(11)式である.

$$T = \frac{EI}{2}R_2 \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R_2}\right)^2. \tag{11}$$

(11)式の導き方の経緯については不明である.この式に関する文献を筆者らが国内,海外で探した限り見当たらない.ただし、Votta は(11)式の紹介にあたり、 $R_1 = R_0$ 、すなわち、巻き戻し側の外半径が自由ばねに等しいと仮定している.この仮定はばね帯のほとんどが巻き付け側のドラムに巻き付け終わった状態を意味し適用範囲が限定されるので一般性に欠ける.

一方、筆者らの(10-2)式に示す巻き上げトルクTは自由ばねの半径 R_0 ,巻き戻し側外径 R_1 ,巻き上げ側の外半径 R_2 の変化に依存している. Votta の式のように適用範囲を限定していない一般性があると言えよう.なお,(10-2)式で R_1 = R_0 と仮定しても Votta の解析式と一致しない.

(b) 実験値との比較検討

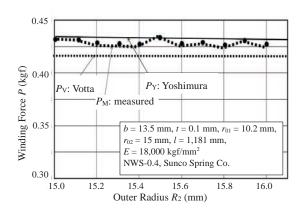


Fig. 8 Relation between winding force P and outer radius R_2 (B-Motor).

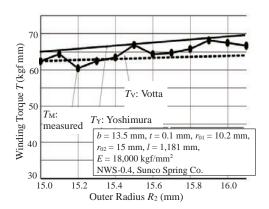


Fig. 9 Relation between winding torque T and outer radius R_2 (B-Motor).

Fig. 8 は B-Motor の巻き上げ力 P と外半径 R_2 の関係を解析値と実験値について比較したものである. Votta の解析式と筆者らの(9-2)式による解析値は差に幅があるがいずれも実験値に近い. また, 外半径 R_2 の増加に巻き上げ力は漸減傾向にあることがわかる.

次に Fig. 9 は巻き上げトルク T と外半径 R_2 の関係を解析値と実験値について比較したものである。 Votta の解析式と筆者らの(10-2)式による解析値の差は非常に少く,また実験値にも近い値となった。また外半径 R_2 の増加と共に巻き上げトルクは漸増傾向にあることがわかる。しかし,Votta は巻き上げトルクに関する解析式を 1952 年に ASME で発表しているが,その導出の根拠を述べていない。一方,著者らは定荷重ばねのばね力の解析結果を定トルクばねにそのまま適用しその解析結果が実験値ともほぼ一致した。したがって(10.2)式は,従来の Votta の定トルクばねの設計式に代え得る重要式であると考える。

8. 実験方法

Fig. 10 は定トルクばねとこれを垂直な板に取り付けて電子はかり (WeiHeng 社製 型式 B05)に接続した状態を示す。電子はかりの読み取り精度は 1 gf である。測定自体は比較的容易である。しかし、ばね材料の縦横比(ばね鋼 $v \approx 0.3$)の影響で、ばねの引き出しと共にばね全体に長さ方向のねじれが生じ易くなる。このねじれの発生を抑えてばねがドラムの回転軸に対して垂直になるよ



(NWS-0.4, Product of Sunco Spring Co.) scale:WeiHeng B05

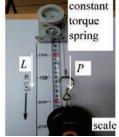


Fig. 10 Constant torque spring connected to electronic scale with 1 gf, the minimum reading.

うに設定しないと正しい巻き上げ力が得られないので注意を要する.電子はかりの垂直方向の移動量がばねの引き出し長さ、あるいはばねの巻き付け角度に相当する.

9. 自由半径が巻き上げトルクに及ぼす影響

9. 1 巻き上げ力と巻き上げトルク

Fig. 11 と Fig. 12 はそれぞれ巻き上げ力 P および巻き上げトルク T と外半径 R_2 との関係を自由ばねの半径 R_0 をパラメータにとって調べたものである. 巻き上げ力 P は Fig. 11 のように自由ばねの半径 R_0 の増加と共に大きく減少する.また,外半径 R_2 の増加と漸減することがわかる.

巻き上げトルク T は、ばねの巻き数による巻き上げ力 P の変化だけでなく、その巻き上げ力 P と外半径 R_2 との積にも依存する.その結果、巻き上げトルク T は Fig. 12 のように自由ばねの 半径 R_0 の増加と共に大きく減少する一方、外半径 R_2 の増加と共に漸増傾向が認められる.定トルクばねは外半径 R_2 の変化に影響されずに一定となることが要求されるので、この漸増傾向は 望ましくない.次章でこの漸増傾向をいかにして抑えこむかについて述べる.

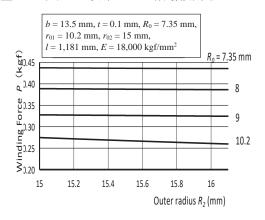


Fig. 11 Relation between winding force P and outer radius R_2 .

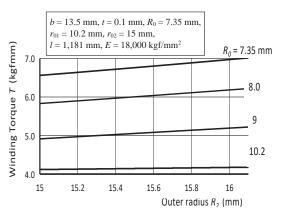


Fig. 12 Relation between winding torque T and outer radius R_2 .

9.2 巻き上げトルク変動を抑える手法

(10-2)式の巻き上げトルクTを外半径 R_2 で2階微分して整理すると次の(12)式が得がられる.

$$\frac{1}{EI} \frac{d^2 T}{dR_2^2} = 3R_2 \left(\frac{1}{R_1}\right)^3 \left\{ \left(\frac{1}{R_0}\right) - \frac{4}{3} \left(\frac{1}{R_1}\right) \right\} \left\{ \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + 1 \right\} - \left(\frac{1}{R_2}\right)^3$$
 (12)

(12)式はトルクTの外半径 R_2 に対する変化率 dT/dR_2 と外半径 R_2 との関係を意味する.

Fig. 13 は自由ばねの半径 R_0 をパラメータとした場合の(12)式の計算結果である.この式の右辺の値が外半径 R_2 に無関係に 0 となることが理想であるがそのような条件は見つからない.そこで外半径 R_2 が変化してもできる限りトルク変化率が 0 に近くなることが重要となる.

Fig. 13 中に示す型式の定 トルクのばねの場合, 外半径 R_2 の広い範囲にわたって巻 き上げトルクが 0 に近い状

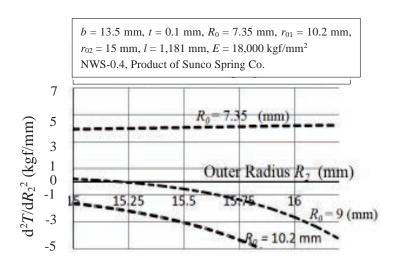


Fig. 13 Relation between second derivative of winding torque T and outer radius R_2

態を得るためには自由ばねの半径 $R_0 = 7.35$ mm の時が最適であることが分かる.

10. 結論

- (1) 定荷重ばねのばね力に関する Votta および筆者らの基本解析式をそのまま, 定トルクばね の解に適用し実験結果と一致したことからその手法の有効性が確認できた.
- (2) トルクは外半径の増加と共に漸増する. 自由ばねの半径を増加させるとトルクは急減すが外半径の変化に対しては変化幅は小さい. この逆も成り立つので, どちらを選ぶかは設計仕様に基づいた設計者の判断に依存する.
- (3) 巻き上げトルクの変動を少なくするには自由ばねの寸法の選択が重要である.

11. おわりに

Votta はエネルギ法を利用して定トルクばねのトルク解析を行い、1952 年アメリカ機械学会誌 に発表したが、その解析過程の詳細は述べられていない。その後の定トルクばねに関する国内外の論文においてもその点について指摘した資料は見当たらない。

しかしながら、同氏の基本的解析式が長年にわたって広く使われてきたことは事実であり、その実利性、有用性は否定できない.

ただし, 筆者らは7. 2(a),(b) で述べたように Votta の式は適用できる範囲が限定されていて

両ドラムへのばね帯の巻き付け数が幅広く変化するような一般的な定トルクばねの設計には Votta の式の応用はふさわしくないと考える. その点では,筆者らが定荷重ばねで使われている Votta や筆者らの基本式を定トルクばねの解析に直接応用する手法を考案して得た(10-2)式は巻き数の大きい範囲にも適用できるので Votta の式より優位性があると言えよう.

参考文献

- 1) F. A. Votta, Jr.: The theory and design of long-deflection constant-force spring elements, *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 74, pp. 439-450 (1952).
- 2) 中村源一郎,藤野宏,志村穣,土屋栄夫,吉村靖夫:定荷重ばねの解析に関する考察-Vottaの式の有効性の確認と定トルクばねの解析への適用-,2021 年度マイクロメカトロニクス学術講演会講演論文集,pp.7-10(2021).
- 3) Accurate Inc. Catalog, 2019.08, pp. 123-125 (2019).
- 4) A. W. Wahl: Mechanical Springs, 2nd Edition, pp. 153-154, McGRAW-HILL BOOK COMPANY (1963).
- 5) 吉村靖夫, 土屋栄夫, 中村源一郎, 藤野宏, 志村穣: 定トルクばねの新規解析方法, 2021 年度マイクロメカトロニクス学術講演会講演論文集, pp. 13-16 (2021).

ISO6425(2018 年度版) ダイバーズウオッチ規格に準拠した 新スプリングドライブ 600m ダイバー外装構造の開発

林 甲貴

セイコーエプソン株式会社 WP 開発設計部,長野県塩尻市塩尻町 390,〒399-0796 (2022 年 3 月 18 日受付, 2022 年 5 月 20 日再受付, 2022 年 5 月 20 日採録)

Development of New Spring Drive 600m Diver Exterior Structure Compliant with ISO6425 (2018 Version) Diver's Watch Standard

Koki HAYASHI

WP PRODUCT DEVELOPMENT & DESIGN DEPARTMENT, Seiko Epson Corporation,

390, Shojiri-machi, Shiojiri-shi, Nagano-ken 399-0796, Japan

(Received March 18, 2022, Revised May 20, 2022, Accepted May 20, 2022)

ABSTRACT

At the 60th anniversary of Grand Seiko's birth, we announced a commemorative model equipped with a new Spring Drive caliber. The Cal. 9RA5 600m diver developed this time is a professional diver with 600m saturated diving specifications compliant with ISO6425 (2018 version), and we will explain the contents of the strength improvement in compliance with the standard.

1. はじめに

グランドセイコー(以下, GS) 誕生 60 周年を節目に, 革新的キャリバーである 9RA シリーズを発表した. これまでより薄く, 強固でありながら, 長持続・高精度を備えた新スプリングドライブである.

シリーズ第一弾として「Cal:9RA5 600m ダイバー」の開発に当たり、新キャリバーの特徴の一つである薄型化を図るが、一方で 堅牢性が劣ってしまっては意味がない。そこで新キャリバーを搭載したモデルの要求仕様として ISO6425 (2018 年度版) 潜水時計規格に準拠させる必要がある。

Fig.1 には、Cal:9RA5 を製品化した Ref. SLGA001 を示す.

Fig. 1 Ref. SLGA001.

2. ISO6425 (2018 年度版) 潜水時計規格

潜水時計に関する国際規格として1982年にISO6425として制定された. 当規格では,「判読性」,「水中操作性」,「耐衝撃性」,「耐磁性」などが細かく規定されている.

2018 年に 1996 年度版から第 4 版に改定された ISO6425 (2018 年度版) が最新のものとなっている. 1996 年度版と 2018 年度版との相違点として, 時計の構造(強度)に係る耐衝撃性(ISO1413: 2016 に従う)の項目があり、その項目に対する強度向上を目指した内容について説明する.

2. 1 シャルピー試験

ISO1413: 2016 に規定されているシャルピー試験は、所定の高さから自由落下させた際の衝突速さ V m/s で、衝撃板(衝撃つい)を衝突させた際の特性を評価する試験である.

今回は潜水時計となるため、落下高さ 100 cm から自由落下させた際の速度 V=4.43 m/s の衝撃を与え、衝撃ついの始動角度(始動位置)を 180 度から離し、衝撃を与える.

時計はバンドを外したケース単体で9時側,ガラス面,およびりゅうず面に各1回衝撃を与える.特に外装部品では針のたわみや取れなどが懸念される.

Fig. 2 は今回の試験で使用したシャルピー試験機を, Fig. 3 は衝撃ついの始動角と高さの関係を示す.



Fig. 2 Charpy machine.

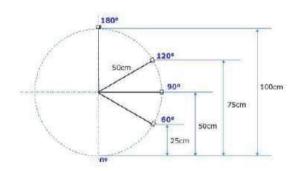


Fig. 3 Impact starting angle and height.

2. 2 自由落下試験

自由落下試験とは、厚さ3cm以上のかし板上に1mの高さから時計をりゅうずを上に向けた姿勢、および文字板を上向きにした姿勢で落下させる試験である。この試験はケースとバンドの嵌合部およびバンド/中留の強度を確認する評価項目となっている。ダイバーズウオッチの多くはレジンバンド(ウレタン、シリコン)が採用されており、バンド強度に関しては特に問題とならな

いが、Ref. SLGA001 はメタルバンド仕様のため、レジンバンド仕様と比較して、重量が重くなり、バンドの強度もダイバーズウオッチではない一般モデルのメタルバンドより求められる.

Fig. 4 にバンド付き自由落下時の姿勢を示す. Fig. 4 右の図の通り,中留を開いた状態で自由落下させるため,中留のレール部への負荷も大きくかかる試験となっている.

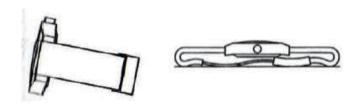


Fig. 4 Watch position for free-fall shock.

3. 防水構造

Fig. 5 は Ref. SLGA001 の組立断面図を示す. 防水構造は,1975 年に商品化して以来採用され続けている L 字型ガラスパッキン構造を採用し、アフターサービス性を考慮し、表示板に至るまですべての外装部品が着脱できる構造となっている.

L字型ガラスパッキン構造については、すでに寄稿している内容となる¹⁾.

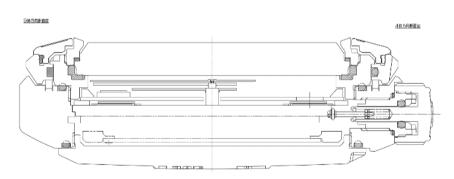


Fig. 5 Ref. SLGA001 assembly cross section.

4. 強度向上への取り組み

4. 1 針の衝撃力解析

シャルピー試験で一番懸念されるのが針のたわみや破損といった固定力および強度問題である. 当然,針の強度を高めるため太い針にすると,ムーブメントの駆動能力に対する針のアンバラン

ス許容値を超え、針を回せなくなってしまう、その為、アンバランス許容値を確保し、衝撃試験 に耐えうる強度が求められる. そこで事前に解析を行い, 分針/秒針にかかる応力がどこにどのよ うに掛かるのか応力解析した.

4. 1. 1 分針/秒針 衝擊解析

解析の結果、分針は衝撃を受けた際に、針が上下にたわむ挙動をとるため、針の剛性および固 定部の強度が必要となる。また分針は大きな針であることから、たわむ際の力が大きく、針が傾 いてしまい針先端位置が変位する可能性があることが分かった.

また秒針に関しては、細い形状となっているため、解析値では 63.1 kg/mm² が根本付近に掛か っており、設計仕様を超えていることが分かった.

このような針の固定力や応力を抑制する解決策としては、針の形状を見直すこと考えられるが、 針の形状を太くするとアンバランス許容値を超えてしまうこと、またデザインも変わってしまう ことから現実的には難しい、そこで、衝撃による針のたわみ(応力)を抑制しつつ、固定力を向 上させることを目指し対策を行った. Fig. 6 は秒針単品での解析結果を示す.

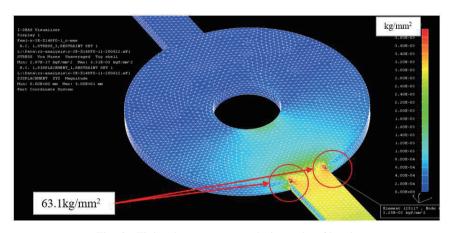
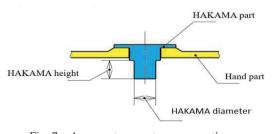


Fig. 6 Finite element stress analysis results of hand.

4. 1. 2 分針/秒針 固定力向上

分針および秒針の構造を説明する. Fig. 7 は針 中心穴の断面図を示す.

今回使用する分針および秒針は、Fig. 7 に示す 通り, 針体と袴体の 2 部品からなっており, こ Fig. 7 Acupuncture center cross section.



の2部品をカシメで固定することで針が構成されている. 4.1.1 項にて記載したが、針体の形状はアンバランス許容値の関係から、変更が出来ないことから、『袴体』に着眼し対策を行った. 分針/秒針それぞれ分けて説明を行う.

<分針>

解析結果より、針固定部の強度向上および針 先端位置の変位量抑制を目的に、まず、Fig. 8 のようにカシメ点数を増やし針の剛性を高める ことを図った。

さらに、袴丈および袴径を大きくすることで、 2 番車との係合量を増やし固定力を強くすることで、衝撃を受けても動じない固定強度向上を 狙った。

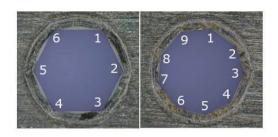


Fig. 8 Change the caulking score for Minute hand.

<秒針>

秒針は針形状を太くすることが出来ないことから、袴丈および袴径を大きくし4番車との係合量および固定力を向上させることで、秒針根本付近にかかる応力抑制を行った.

<分針および秒針 対策結果>

上記対策を行った結果, Table 1 のとおり分針/秒針とも固定力が向上し,分針は針先端位置の変位量,秒針は根本付近の応力値の抑制を達成し,設計仕様を満足することが出来た.

	Fixing force	Deformation amount	Stress value
Minute hand	2.1 times increase	25% Decrease	-
Second hand	2.2 times increase	_	25% Decrease

Table 1 Measurement result.

4.2 中留 強度向上

バンド付き自由落下の試験条件が追加となったことにより、 特に中留のレール部に負荷がかかることが想定された.

設計点検の結果、中レールに外レールとの干渉を防止する逃げ部(肉盗み)があり、部分的に板厚が薄くなっている箇所が存在する。今回の設計点検から中留オープン時には逃げ部と上箱角部の接触点が近く、一番強度が弱い部分を支点にテコの原



Fig. 9 Contact point of front.

理が働いてしまうことが確認された. Fig. 9 に上箱との接触点を示す.

この薄肉部分が変形してしまうと、中留の開閉寸法に影響があり、中留の機能を満足することが出来なくなる重要な問題となる。

そこで、中レールと外レールの干渉がないよう寸法を見直し、中レールの肉盗みを廃止することとした。板厚としては 1.56 倍となり、応力計算上は約 40%の応力抑制となり、バンド付き自由落下に耐える十分な強度を得ることができた。Fig.10 に改善形状の略図を示す。

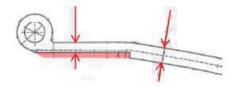


Fig. 10 Improve shape for center rail.

5. アフターサービスと防水性を考慮した着脱巻真パイプ構造開発の取り組み

ここまで ISO 6425 (2018 年度版) に準拠するべく対応した内容の説明を行ってきたが、Ref. SLGA001 では、新たに GS の商品性、アフターサービス性と 600 m 飽和潜水の防水性を考慮した 着脱巻真パイプを開発している. これからその内容について説明する.

5. 1 開発背景

従来 600 m 飽和潜水ダイバーのモデルに使用されてきた巻真パイプをそのまま採用する場合、

- ・りゅうずが胴側面から大きく飛び出す
- ・巻真パイプの着脱が出来ない

という課題があった.これは、構造上パッキンBOXの位置が、ねじロックりゅうずのネジ山の上

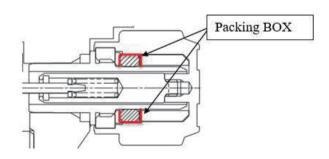


Fig. 11 Structure of stem pipe for 600 m water resistant for saturation diving.

に来てしまうこと等が原因であった。また、着脱を可能にするためには、パッキン BOX の加工に 課題があることから 600 m飽和潜水用の巻真パイプとしては着脱化を行えていなかった。Fig.11 は 600 m飽和潜水用の巻真パイプを示す。

GS ではすべての部品が取り外しできるようアフターサービス性も追求しており、小型の飽和 潜水用着脱巻真パイプの開発を行う必要があった.

5. 2 新着脱巻真パイプ構造の改良

10 気圧防水の GS で使用されている着脱巻真パイプをベースに,600m 防水可能な巻真パイプ へ改良を図った. Fig.12 に 10 気圧防水の巻真パイプの断面図を示す.600m 防水化に当たり,以下の理由により防水安定性に課題があった.

- ・パッキン BOX の加工安定性が低い
- ・ 寸法測定が難しい
- パッキンのセット性が難しい

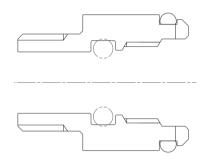


Fig. 12 Structure of stem pipe for 10 atm.

新開発の着脱巻真パイプは、パッキン BOX を巻真パイプ本体と金属パッキン押えリングの 2 部品から構成することで上記課題を解決した。

まず、巻真パイプ本体の内径部にパッキン BOX の土台を作りパッキンをセットする. その上から金属パッキン押えリングでパッキンを抑え、これをカシメ固定することでパッキン BOX を確実に形成することができ、防水安定性が向上する. Fig. 13 に新開発した着脱巻真パイプを示す. Fig. 13 の図の黒途り部分が金属パッキン押えリングである.

さらに、パッキン押えリングを金属としたことで、巻真パイプを着脱する際の十字溝を加工することもでき、カシメが実現できるため、強度も十分に備えることができ、従来の飽和潜水用巻真パイプの課題を解決することができた.

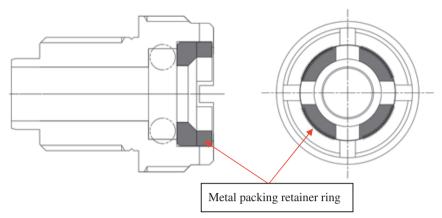


Fig. 13 Structure of new stem pipe for 600m water resistant for saturation diving.

6. まとめ

GS 新キャリバー9RA5 を搭載した Ref. SLGA001 では、新たに分針、秒針の応力解析、中留レール部の設計点検から「固定力向上」、「強度向上」を図り、ISO 6425(2018 年度版)に準拠した $600 \, \mathrm{m}$ 飽和潜水仕様のプロフェッショナルダイバーズウオッチを実現することが出来た.

さらに GS の更なる商品性向上を目指し、パッキン BOX 加工の課題を解決することで、小型着 脱巻真パイプを実現した.

参考文献

1) 青木貴裕: 腕時計の外装 *一ダイバー*時計の防水構造一,マイクロメカトロニクス, Vol. 64, No. 222, pp. 31-34 (2020).

ソーラーアシスト、GPS、脈拍計測機能付腕時計 G-SQUAD の開発

山川英司,大村竜義,小野貴大 カシオ計算機株式会社技術本部開発推進統轄部開発部第一開発室 東京都羽村市栄町 3-2-1,〒205-8555 (2022年3月18日受付,2022年5月16日再受付,2022年5月22日採録)

Development of Watch (G-SQUAD) with Solar Assist, GPS, and Pulse Measurement Function

Eiji YAMAKAWA, Tatsuyoshi OMURA, and Takahiro ONO Casio Computer Co.,Ltd., *3-2-1, Sakaecho, Hamura-shi, Tokyo 205-8555, Japan* (Received March 18, 2022, Revised May 16, 2022, Accepted May 22, 2022)

ABSTRACT

CASIO Computer Corporation have developed products "G-SQUAD:GBD-H1000", a brand of shock-proof watch "G-SHOCK". This paper explains the technical summary of the development of GBD-H1000. By increasing the efficiency of the solar cell and reducing the current of Silicon On Thin Buried Oxide (SOTB), etc., the area of the solar cell and the battery have been reduced, resulting in a size reduction (about 20% reduction in volume) and improved wearability. In addition, visibility of high-definition display was improved (transmittance improved by about 20%) by laminating windshield and solar cells and adopting Moth-eye Film. In addition, while downsizing, it has become a product with improved usability due to its enhanced functions (pulse measurement function and incoming call notification by vibration).

1. はじめに

現在、アップルやガーミンといったスマートウォッチが市場規模を伸ばしてきている.

そのような市場動向において、カシオ計算機では、過去に GBR-B1000 (Fig. 1) という時計としての使い勝手の良い GPS ナビゲーション、低電流高精細表示、ブルートゥース搭載商品を発売した¹⁾ が、さらにユーザービリティーの向上を目的とし、「G-SQUAD」 GBD-H1000 (Fig. 2)を開発したのでそこに搭載された技術を紹介する.

内容としては、製品サイズダウン(ソーラーセル効率化や低電流化によるソーラーセルや電池 の小型化による)、視認性向上(透過率の向上による)、ユーザーの健康志向に対応するため脈 拍計測機能、着信通知用のバイブレーション機能の搭載が実現した.



Fig. 1 GPR-B1000.



Fig. 2 GBD-H1000.

2. ソーラー効率化と低電力システムによる製品小型化

■ソーラーセルの効率化

GPR-B1000 ではフィルムソーラーを搭載したが外観上の問題(分割線や各セルの接続部が見える)や 効率の問題から、ソーラーセル面積が大きくなり、それに伴い、製品サイズが大きくなっていたが、今回、 新構成のガラスソーラーセル構造を採用し、効率化と外観品質向上したのでそのポイントを以下に挙げる.

- 風防ガラスとソーラーの貼り合わせへの OCA (Optical Clear Adhesive, 光学粘着シート²⁾)
 採用 (Fig. 3) による透過率 5%~10%程度向上, 受光特性向上. (後述: 3. 視認性向上 に詳細説明)
- ・ 分割部極細化の為, 高精細の液晶表示素子製造ライン使用による受光面積拡大. (電池電圧 に対応した電圧に上げるため, ソーラーセル構成を 8 分割しているが, 各分割セル間のギャップを縮めており, 面積拡大効果は約 10%程度得られた.)
- ・ パネル自体の効率向上(透明電極層の表面加工):透明電極に凹凸をつける加工,5%程度.

■低電力システム

本機種の MCU には、ルネサスエレクトロニクス株式会社の Silicon On Thin Buried Oxide (SOTB) プロセス ³⁾ を用いたコントローラ「RE ファミリ」を採用している. SOTB は一般的な CMOS よりもリーク電流を約 1/10 に低くすることができるといわれている技術であり、この技術により本機種における高機能化と低消費電力の両立を実現している.

本機種は脈拍計測を含むワークアウト記録機能、スマートフォンの着信通知機能、等、従来の機種と比較して高負荷な処理が求められるため、高い処理能力を持つ MCU を用いる必要があった. しかし、一般的に MCU のアクティブ時とスリープ時の消費電力はトレードオフの関係にあ

るため、特にスリープ時の超低消費電力を求められる時計において、汎用的な高速動作の MCU を用いることはできなかった. その点において、高周波数動作と低リーク電流を両立する RE ファミリが解決策となった.

さらに、RE ファミリの電源状態は細分化されており、必要に応じて切り替えることによって 消費電力の無駄を省くことができる。本機種では時計の各モードにおける電源状態を細かく設定 して最低限の電力で動作するように設計(例:時計基本動作時は低電力状態に設定、センサ動作 時のみ高速処理状態に設定する)し、また、各電源状態間の遷移時間が最短となるような制御 (例:低電力状態→高速処理状態の遷移時に、低電力状態→中速処理状態→高速処理状態という 遷移手順を踏む)を行うことで RE ファミリの性能を最大限に引き出している。(効果参考:仮 に「基本時計+センサ」動作でセンサに必要な高速処理状態のみで動作した場合と比較すると約 1/100 の消費電流となる 3))

また、液晶制御をハードウェア化することで、毎秒行う書き換え電力の削減、書き換え中の MCU 処理効率の向上を図っている. そのほかにも電池の保護 IC の低電力化、電池自体の自己放電電流の抑制なども寄与している.

LCD の低電力化については GPR-B1000 時に発表 りしているのでここでは省略させていただく. 上記により,従来機種では不可能であった脈拍計測をはじめとする高機能化,また,時計基本動作はソーラーセルで賄えるほどの低消費電力の両立を実現し,また,ソーラーセルの面積や電池のサイズを最小限に抑え製品の小型化を実現した.

3. 視認性向上

ソーラーセルにおいては効率や外観の問題で、ガラスソーラーとしたが、ガラスそのものが LCD 表示の上に来ており、風防ガラス、ガラスソーラーが積層構造となり LCD を含めた各素材が表示視認性を阻害する.

特に外光が強いほどその表面反射によって、映り込みなどの影響を受けやすい. そのため以下の手法によって空気層と各材料による屈折率の変化による表面反射を抑制し背景の映り込みを抑制した.

- ・ 風防ガラスとガラスソーラーセルは従来構造では空気層を挟んで実装されておりそれぞれの 屈折率の違いにより空気層との界面で反射をおこし透過率を低下させていたが、Fig. 3 に示すように風防ガラスとガラスソーラーセルを OCA (Optical Clear Adhesive)²⁾ によって貼り合わせたことにより視認性向上した. (5~10%程度向上)
- ・ 同様にソーラー及びメモリインピクセル (MIP) 液晶は空気層を挟んで実装されており、Fig. 3 に示すようにガラスソーラーセルと MIP 液晶それぞれにモスアイフィルム(Moth-eye Film)^{4,5)} を実装すること

により透過率を上げ(10%程度),視認性向上させた.

Fig. 4 はモスアイフィルムを、実装なし、ガラスソーラーセルにのみ実装、MIP 液晶のみ実装、及び、ガラスソーラーセルと MIP 液晶両方実装した場合の写真であるが、モスアイフィルムなし(写真左上)に比べ、モスアイフィルム 2 枚(写真右下)の方がより鮮明に見え、視認性を向上させている。(特に黒色がより濃くできる。)

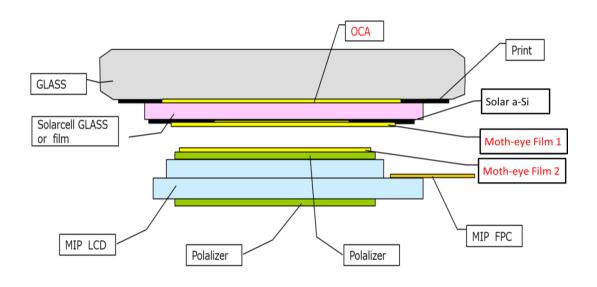


Fig. 3 Solar cell mounting structure.



Fig. 4 Comparison of presence or absence of Moth-eye Film.

液晶表示自体もノーマリーブラック化(表示 OFF 時にブラック, ON 時にホワイト) し, 点灯 部の反射率向上(15%程度)も実現している.(低電流化にも寄与¹⁾.)

4. 脈拍計測機能

今回の「G-SQUAD」GBD-H1000には光学式で取得する脈波センサを搭載している.

一般的に、腕からの脈波を取得する光学式脈波センサを採用する場合、腕からの反射光以外の ノイズを極力低減させるために、LED の発光部と、LED の反射の光を受ける受光部との間は壁 を立てて、発光部、受光部それぞれの部位に専用の窓を設けるような構造が望ましい。

今回,過酷な環境下での使用を想定し、G-SHOCKの厳しい規格である耐衝撃や20気圧防水を満たすことが要求されたため、発光部、受光部を1枚ガラスで覆うような構造を採用している.発光部と受光部が共用のガラスで覆われているため、ガラス面に一部コーティングを施し、ガラスからの反射成分を極力減らし、ノイズ対策を行っている.脈波センサは発光部と受光部が一体となり、間が壁で仕切られたモジュールタイプのものを採用している。今回採用された構造やセンサで歩行、走行等の時計を日常使用する際に想定されるようなシーンを含ませたプロトコルにて脈拍の精度評価を繰り返し実施し、より信号品質の高いPPG信号が取得できるようにLEDの発光に関する細かいパラメータを調整しながら、耐衝撃・20気圧防水の規格をクリアした1枚ガラス構造での脈拍計測機能を実現した。

また、時計内で得られた脈拍計測値は主に運動解析系のアルゴリズムの入力として 2 次利用されている。脈拍計測機能が実現できたことにより使用ユーザーの最大酸素摂取量の推定をはじめとする様々な運動解析機能を実現している。

5. おわりに

GBD-H1000 (Fig. 2) は GPR-B1000 (Fig. 1) に比べ、ソーラーセルの効率を高め、SOTB などの低電流化により、ソーラーセル面積や電池が縮小したことでサイズダウン (体積で約 20%縮小) し、装着性向上した。また、風防ガラスとソーラーセルとの貼り合わせ、モスアイフィルムの採用により視認性向上(透過率で約 20%向上)した。また、ダウンサイジングしながらも、機能の充実(脈拍計測機能や振動による着信通知)によりユーザービリティーを高めた商品となった。

海外勢のスマートウォッチは伸ばしてきているが、G-SHOCK ユーザーが求める品質は変わらないので、今後も品質は維持したうえで、サイズダウン、性能向上し、このジャンルの拡大をはかっていきたい。

参考文献

- 1) 栗原正志,水口元尊,川口洋平: GPS アンテナの高感度化と高精細液晶表示の省電力化技術 開発,マイクロメカトロニクス, Vol. 63, No. 220, pp. 8-13 (2019).
- 2) 株式会社三菱ケミカルホールディングス: IR 資料, pp. 7, 15 (2019). https://www.mitsubishichem-hd.co.jp/ir/pdf/00820/00915.pdf
- 3) ルネサスエレクトロニクス株式会社: SOTB プロセスとは. https://www.renesas.com/us/ja/application/power-and-energy/energy-harvesting/sotb-process
- 4) 三菱ケミカル株式会社:次世代ディスプレイ用反射防止フィルム(モスマイト™). https://www.youtube.com/watch?v=EDtlvlAwFco
- 5) 三菱ケミカル株式会社:モスアイ型反射防止フィルム モスマイト™.
 https://www.m-chemical.co.jp/products/departments/mcc/ams/tech/__icsFiles/afieldfile/2020/07/01/09
 MCC mosmite.pdf

解 説

「時計技術解説」 機械式時計 - V. 脱進機(必要な機能と作動) - 石川 和樹 *

1. はじめに

世界で最初の機械式時計は 13 世紀後半に作られた塔時計だと言われている. この初期の機械式時計では冠型脱進機が用いられていた. その後, 時計の小型化・高精度化に伴い様々な脱進機が生み出され, そして 1754 年頃, トーマス・マッジによってレバー脱進機が発明された. このレバー脱進機を応用して生まれたクラブツースレバー(スイスレバー)脱進機は広く普及し, 現在でも機械式時計の主流である.

では、クラブツースレバー脱進機は何故最も広く採用されているのか。それは構造がシンプルで量産性が高く、他の脱進機に比べて安全性が群を抜いているからである。高い安全性が求められるのは脱進機の作動不良が時刻表示の狂いに直結するためで、そのような事態に陥ることがないようクラブツースレバー脱進機には工夫が施されている。

そこで本稿ではクラブツースレバー脱進機の作動原理と確実に作動するために必要な機能について解説する.

2. 脱進機とは

一般的な機械式腕時計は Fig.1 に示すように、動力ぜんまいにより香箱車内に蓄えられた力によって回転しようとする歯車の回転速度を、調速機(てんぷ)の規則的な往復運動(周期運動)によって一定速度を保ち、輪列の途中にある歯車の軸に取り付けられた分針、秒針を定速で回転させる構造である。この中で輪列と調速機の間にあって両者の働きを連係する機構を脱進機という。

脱進機には以下の三つの役割がある.

① 輪列の回転速度を制御する.

香箱内で巻き上げられた動力ぜんまいに対して、一気に巻き解けないようにストッパーの役割を 果たしつつ、調速機の周期運動をもとに定期的に解除することで輪列を等速で回転させる。

② 調速機にエネルギを供給する.

調速機は摩擦,空気抵抗などにより減衰するため,輪列を介して伝わる動力ぜんまいのエネルギ を調速機に補給する.

③ 運動方向を変換する.

輪列の一方向回転運動を往復運動へ変換する。この時、脱進機は独特な作動をする。

^{*}セイコーウオッチ株式会社

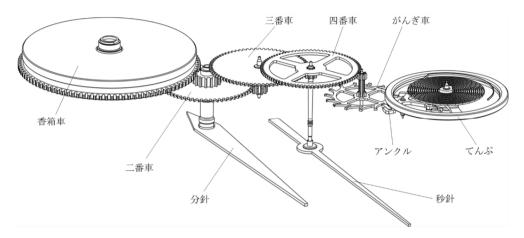


Fig.1 輪列の基本構成

- 3. クラブツースレバー脱進機
- 3. 1 クラブツースレバー脱進機の構造および各部名称

クラブツースレバー脱進機はがんぎ車とアンクルからなる. これらの構造と各部名称を Fig.2~ Fig.7 に示す.

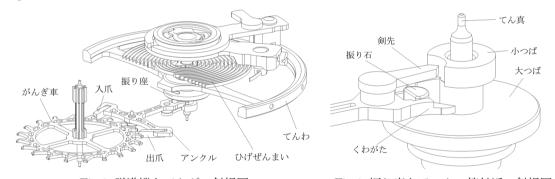


Fig.2 脱進機とてんぷの斜視図

Fig.3 振り座とアンクル箱付近の斜視図

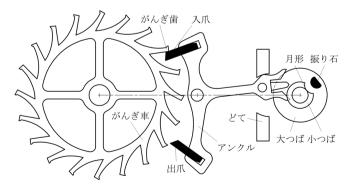


Fig.4 クラブツースレバー脱進機平面図

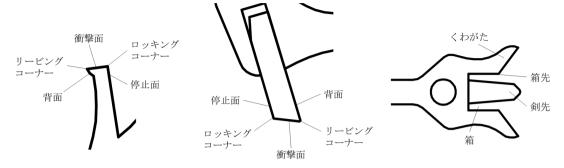


Fig.5 がんぎ歯各部名称

Fig.6 爪石各部名称

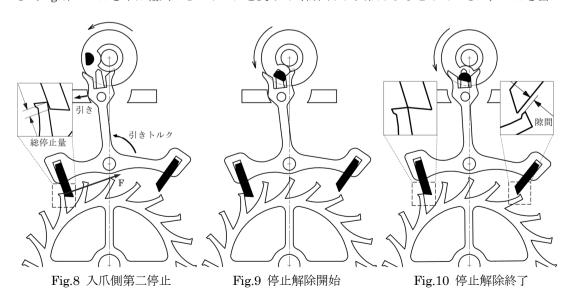
Fig.7 アンクル箱各部名称

3. 2 クラブツースレバー脱進機の作動

クラブツースレバー脱進機の作動は停止,解除,衝撃に分けられる.停止では脱進機が動かずにて んぷが自由振動し,解除では振り石がアンクルとがんぎ車の噛み合いを外し,衝撃ではがんぎ車とアンクルが駆動しててんぷにエネルギを伝える.(クラブツースレバー脱進機はこの自由振動の区間が 長いため自由式脱進機に分類される.)停止,解除,衝撃はてんぷが振動する毎に繰り返し行われている.停止から解除,衝撃を行い再び停止するまでの一連の動作がどのように行われるのかを場面ごと に分割し解説する.

(1) 第二停止(てんぷ自由振動中)

振り石はアンクルと接触せず、てんぷはひげぜんまいの弾性力とてんぷ自体の慣性力で回転している (Fig.8). がんぎ車は輪列からのトルクを受けて時計回りに回転しようとしているが、がんぎ歯が



-40 -

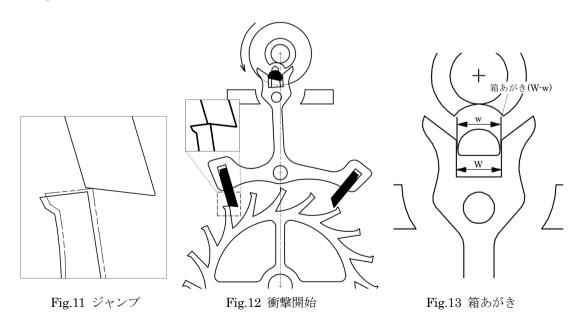
入爪の停止面と接触していて停止している.この入爪側第二停止状態では、がんぎ車からの力 F によりアンクルは反時計回りのトルクを受けて、どてへ押し付けられている.この押し付ける力を引きという.てんぷが自由振動している間、アンクルがどてから離れててんぷと接触し振動周期を乱すことがないよう、また、時計が振動や衝撃を受けてアンクルがどてから引き離されたとしても、すぐにアンクルを第二停止の位置へ引き戻して正常に脱進機が作動できるよう引きの力が必要となる.また、この時のがんぎ歯と爪石の噛み合い量を総停止量という.

(2) 停止解除, ジャンプ

Fig.9 は振り石が回転し、アンクル箱先に入ってきて接触した時である。この瞬間から停止解除が開始される.振り石がアンクルを押して右へ回転させ、アンクルとがんぎ車の噛み合いを外していく。この停止解除の間、がんぎ車は反時計周りに回転する。これをがんぎ車の退却という。脱進機はてんぷへエネルギを供給する役割があるが、この停止解除中は振り石がアンクルを介してかんぎ車を退却させるため、エネルギ伝達としてはマイナスである。

そして停止解除が進行すると爪石とがんぎ歯のロッキングコーナー同士が接触する.この状態が停止解除終了 (Fig.10) である.停止解除終了時には出爪の背面に隙間が必要である.隙間がないと停止解除ができず、脱進機は止まってしまう.

がんぎ車を退却させる力が加わるのは停止解除終了までであるが、実際にはがんぎ車自身の慣性によりさらに退却を続ける.しかし、アンクルは変わらず時計回りに動いているため、がんぎ歯と爪石は Fig.11 のように一度離れることになる. その後、がんぎ車は輪列から時計回りのトルクにより



回転方向を逆転させて、がんぎ歯ロッキングコーナーが爪石衝撃面へ追いつく.このがんぎ車の空転をジャンプという.ジャンプ中はてんぷへエネルギ供給を行えないため、できる限りジャンプ量は小さい方が良い.そのため、がんぎ車の慣性を小さくする、爪石との噛み合いを小さくするといった工夫が求められる.

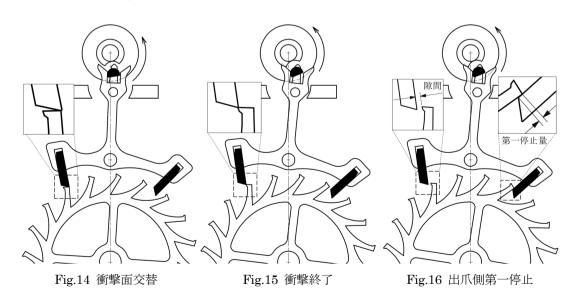
(3) 衝擊開始, 爪石衝擊面衝擊

停止解除されたがんぎ車は時計回りに回転する.そして、がんぎ歯ロッキングコーナーが爪石衝撃面と接触し、衝撃を開始する (Fig.12).入爪を押し上げられているアンクルは時計回りに回転し、アンクルの箱は振り石を押すようになる.つまり、停止解除時と衝撃時では押す方と押される方が交替する.この交替時、振り石と箱の接触する場所が変わるため、Fig.13に示す箱あがきと呼ばれる箱幅(W)と振り石幅(w)の差分だけ箱と振り石が離れてしまう.この分だけアンクルは空転し、振り石へエネルギを供給する真の衝撃開始は遅れてしまうこととなる.しかし、この箱あがきは脱進機の作動に不可欠なもので、箱あがきが全くなかった場合アンクルが振り石に遮られて回転できなくなり、脱進機が止まってしまう.

その後、がんぎ歯ロッキングコーナーは爪石衝撃面を滑っていき、爪石リービングコーナーへ達する.

(4) 衝撃面交替, がんぎ衝撃面衝撃

がんぎ歯ロッキングコーナーと爪石リービングコーナーが接触し、衝撃面が交替する (Fig.14). 実際にはこの衝撃面交替時にもジャンプが起こる.



-42 -

衝撃面交替後は爪石リービングコーナーががんぎ歯衝撃面を滑り、爪石とがんぎ歯のリービングコーナー同士が接触するまで衝撃が行われる.

(5) 衝擊終了, 落下

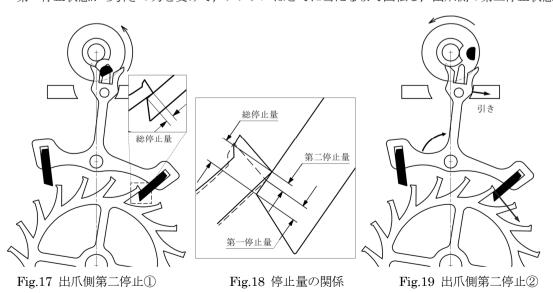
がんぎ歯、爪石それぞれのリービングコーナーが接触する Fig.15 が衝撃終了の瞬間である. 衝撃が終了するとがんぎ歯は爪石から離れ、出爪停止面に接触するまでがんぎ車は空転する. これを落下という. 落下中はエネルギ伝達が行われないためエネルギの損失となるが、先に述べたように停止解除中に爪石の背面とがんぎ歯が接触しないよう隙間を作るため、落下は必要となる.

(6) 第一停止

衝撃終了の Fig.15 からがんぎ車のみを回転させて出爪停止面まで落下させた状態が Fig.16 である. この状態を第一停止という. この状態ではまだアンクルとどては接触していない. この時のがんぎ歯と爪石それぞれのロッキングコーナーの距離を第一停止量という. 実際にはアンクルとてんぷが動かないでがんぎ車だけが動くということはあり得ないが, 脱進機が確実に作動するよう第一停止状態で停止量があることが必要である. この第一停止量が存在しない場合, がんぎ歯は爪石衝撃面へ落下することになり, アンクルはこれまでと反対に反時計方向へ倒れようとする. すなわち振り石を反対方向へ押そうとすることになり脱進機は止まってしまう.

(7) 第二停止

第一停止状態から引きの力を受けて、アンクルはどてに当たるまで回転し、出爪側の第二停止状態



となる (Fig.17). 噛み合いは第一停止より深くなり、この移動量は第二停止量と呼ばれる. 各停止量の関係は Fig.18 のようになっている.

Fig.17 では振り石は箱と接触した状態だが、このあと箱先から離れて反時計回りに回転、自由振動を開始する (Fig.19). 出爪側第二停止においても入爪側と同様に引きの力によってアンクルはどてに押し付けられている.

以上が入爪側第二停止から出爪側第二停止に至るまでの脱進機動作の一連の流れである。 てんぷが時計回りに回転する時、出爪側も同様の動作を行う。 つまり、クラブツースレバー脱進機では上記の動作が入爪側と出爪側で交互に繰り返し行われる。

4. 安全作用

腕時計は使用中に外部から振動や衝撃といった力を受けるが、この外力により脱進機の動作は乱される可能性がある。そのため、外力を受けても正常な動作に復帰できるよう脱進機にはくわがた、剣先、小つばなどが設けられており、作動不良を予防する働きを「安全作用」と呼ぶ。ここでは外力によって脱進機が作動不良に陥る局面とそのために必要な安全作用を解説する。

4. 1 安全作用の必要条件

まず、安全作用が確実に行われるためには以下の二つの条件が必要である.

① 引きの力が働くこと

引きが働かないときは、剣先は小つばに、箱先・クワガタは振り石に接触したままとなり、てんぷの自由振動を妨害する. そのため、止まりや精度変化を引き起こす.

② 停止安全量が残されること

停止安全量は、後述するあがきをなくすようにアンクルを動かしたときに爪石停止面とがんぎ歯に残された噛み合い量のことをいう。停止安全量が失われると、外乱を受けたときに爪石の停止が外れて衝撃状態へ移ってしまう可能性がある。すると、次に述べる振り切り、半振り切りという状態に陥り、止まりが発生する。

4. 2 作動不良(振り切り・半振り切り)

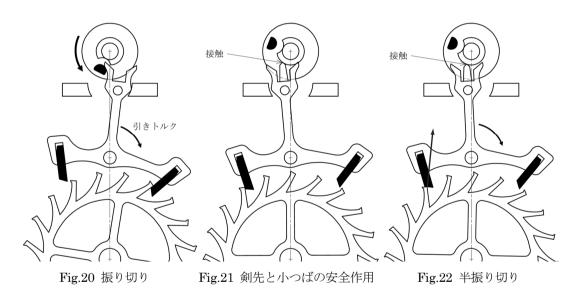
(1)振り切り

Fig.8 の入爪側第二停止状態では振り石が反時計回りに回転してアンクル箱へ入ろうとしている. アンクルは引きの力を受けて左側のどてに押し付けられている. もしもこの時,アンクルへ引きの力を打ち消す以上の外力が働くとアンクルは時計回りに倒れてしまう. こうなると振り石はアンクル箱 へは入れず、くわがた背面に当たり、時計は止まってしまう (Fig.20). この状態を「振り切り」という.

実際には振り切り状態にならないようアンクル先端には剣先があり、剣先と連動する小つばが振り座に設けられている. Fig.21 に示すように、第二停止状態からアンクルが時計回りに倒れようとしても剣先が小つばの外周部と接触し、それ以上アンクルが回転できないようになっている.

(2) 半振り切り (衝撃面停止)

剣先が振り切りを起こすほど短くはないが、小つばに当たったときに停止安全量が失われてしまった場合、がんぎ歯は爪石衝撃面を押し上げるため、がんぎからアンクルにかかる力は引きとは反対方向になり、剣先が小つばを圧迫して時計は止まってしまう (Fig.22). また、箱先、くわがたについても停止安全量を失うと振り石を圧迫して同様に止まりとなる. これらの状態を総称して、「半振り切り」と呼ぶ.



4. 3 各種あがき (クリアランス)

ここでは剣先, くわがた, 箱先の各種あがきを説明する. 安全作用が確実に行われるためには, それぞれのあがきがなくなるまでアンクルを回転させた時に停止安全量が確保できていなければならない.

(1) 剣先あがき

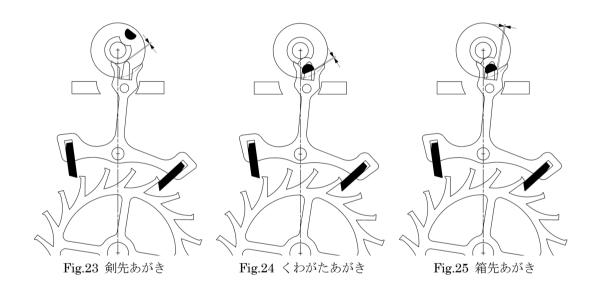
剣先と小つばの隙間のことである. Fig.23 は第一停止状態であり、この状態でのあがきは「真の剣先あがき」という. 対して、第二停止状態での剣先あがきを「見かけの剣先あがき」という.

(2) くわがたあがき

くわがたと振り石の隙間のことで、剣先あがきと同様に第一停止状態でのあがきを「真のくわがたあがき」、第二停止状態でのあがきを「見かけのくわがたあがき」といい、Fig.24 は「真のくわがたあがき」を示している。剣先が小つばに接触している時であっても振り石が箱へ入っていけるようにするため、くわがたあがきは剣先あがきよりも小さくなくてはならない。

(3) 箱先あがき

振り石が箱に入ってアンクルと作動する中で、振り石と接触していない方の箱先と相対する振り石端部に生じる隙間を「箱先あがき」と呼ぶ、こちらも同様に、第一停止状態(Fig.25)でのあがきを「真の箱先あがき」、第二停止状態でのあがきを「見かけの箱先あがき」という。



5. 安全作用線図

脱進機の作動および安全作用をまとめたものが Fig.26 の安全作用線図である. 縦軸はアンクルの作動角 (ϕ), 横軸はてんぷの回転角度 (ω) で、縦軸を挟んで、左側が入爪側のてんぷ回転角、右側が出爪側のてんぷ回転角となっている.

5. 1 作動

入爪側から振り石が入ってくるとき、Fig.26 の左から右へ①~⑥まで実線に沿って作動する. ①から②まではてんぷが自由振動中で入爪側第二停止状態である. ②から停止解除が始まり、③で停止解除終了となる. ③から④へ垂直に移動しているのは箱あがきの分だけアンクルが空転するためであり、

この距離が箱あがきに相当する. ④から衝撃終了までアンクルが振り石を押し, ⑤の出爪側第二停止までアンクルは回転する. そして振り石は出爪側へ抜け出て自由振動を開始する.

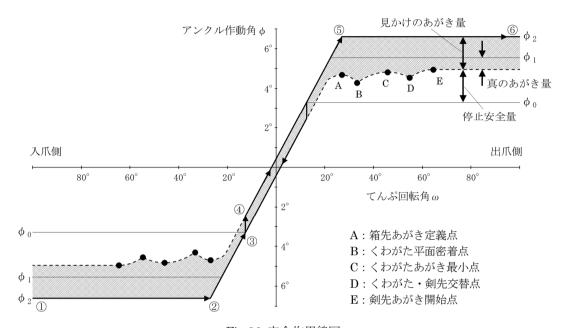


Fig.26 安全作用線図

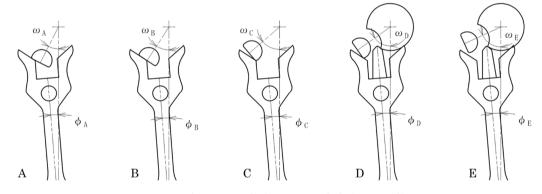


Fig.27 各てんぷ回転角における安全作用の状態

A: 箱先あがき、B: くわがたあがき大、C: くわがたあがき小、

D: くわがた・剣先交替, E: 剣先あがき

5. 2 安全作用

Fig.26 の網掛け部はあがき量を示していて、破線は剣先、くわがた、箱先それぞれが作用する範囲のあがきを結んだ曲線である。変曲点となる A 点 \sim E 点までの状態を Fig.27 に示す。この曲線から

第一停止角度 ϕ_1 の線までの距離が真のあがき量となる。反対にこの曲線と衝撃開始角度 ϕ_0 の距離が停止安全量を示している。つまり、この破線が ϕ_0 と ϕ_1 の平行線間に収まっていれば振り石がどの位置にあっても安全作用が有効であることが確認できる。

6. おわりに

脱進機は機械式時計の中枢部であり、時計の性能向上のために進化してきた。クラブツースレバー 脱進機も、構造としてはおよそ200年変わらない完成の域にあるものの、摩擦軽減や部品軽量化によって耐久性・精度の向上、エネルギ効率改善などが行われてきた。近年では磁力の強い製品が身近になり時計が磁場にさらされる危険が増したため耐磁性も求められるようになってきており、今後も脱進機の更なる進化が期待される。

引用. 参考文献

- 1) 高附辰男:講座 新講機械時計学入門(4) 脱進機(1), マイクロメカトロニクス(日本時計学会誌), Vol.43, No.4, pp. 70-74, (1999)
- 2) 高附辰男:講座 新講機械時計学入門(5) 脱進機(2), マイクロメカトロニクス(日本時計学会誌), Vol.44, No.1, pp. 92-98, (2000)
- 3) 小牧昭一郎:機械式時計講座,東京大学出版会,(2014)
- 4) 小牧昭一郎:機械式時計入門講座 第六回 脱進機①,世界の腕時計,ワールドフォトプレス, No.61, pp. 100-103, (2003)
- 5) 小牧昭一郎:機械式時計入門講座 第七回 脱進機②,世界の腕時計,ワールドフォトプレス, No.62, pp. 100-103, (2003)
- 6)早川和樹,藤枝久:機械式時計の原理と精度,マイクロメカトロニクス(日本時計学会誌), Vol.61, No.217, pp. 43-48, (2017)

日本の時計産業の概況

2021年

目 次

ウオッチ完成品(グローバルオペレーション)

- 1-1 日本のウオッチ完成品総出荷(輸出+国内出荷)数量の推移 [機種別]
- 1-2 日本のウオッチ完成品総出荷(輸出+国内出荷)金額の推移 [機種別]
- 1-3 日本のウオッチ完成品輸出の推移 「機種別]
- 1-4 2021年の日本のウオッチ完成品輸出 [地域別構成比]
- 1-5 日本のウオッチ完成品国内出荷の推移 「機種別]

クロック完成品(グローバルオペレーション)

- 2-1 日本のクロック完成品総出荷(輸出+国内出荷)数量の推移 [機種別]
- 2-2 日本のクロック完成品総出荷(輸出+国内出荷)金額の推移 [機種別]
- 2-3 日本のクロック完成品輸出の推移 「機種別]
- 2-4 2021年の日本のクロック完成品輸出 [地域別構成比]
- 2-5 日本のクロック完成品国内出荷の推移 「機種別]

注)

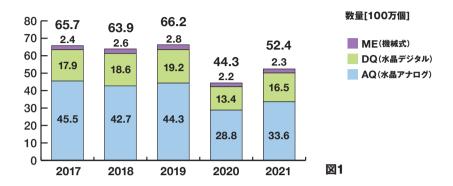
- 1. 日本のグローバルオペレーション: 日本の時計企業の海外生産・出荷を含む事業活動
- 2. 図1~8, 9~16は日本時計協会の統計データに基づく
- 3. 金額は、輸出はFOB、国内出荷は税抜き売り渡し価額
- 4. AQ は水晶コンビネーションを含む水晶アナログ、DQ は水晶デジタル、ME は機械式時計

2022年 3月

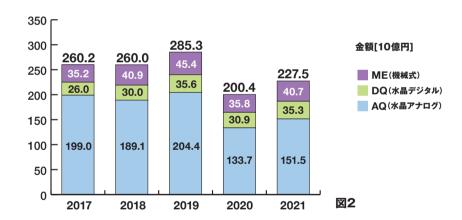
一般社団法人日本時計協会

ウオッチ完成品(グローバルオペレーション)

1-1 日本のウオッチ完成品総出荷(輸出+国内出荷)数量の推移 [機種別]



1-2 日本のウオッチ完成品総出荷(輸出+国内出荷)金額の推移 「機種別]



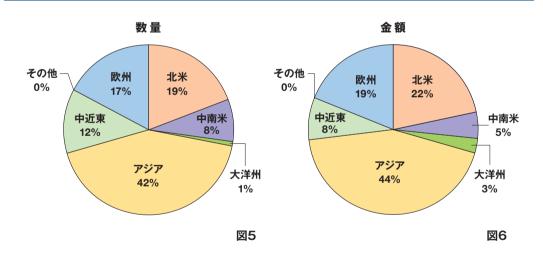
- ●2021年日本の時計メーカーによるウオッチ完成品の総出荷(海外からの出荷を含む)は、数量52百万個で前年比18%増、金額2,275億円で前年比13%増であった。
- ●機種別数量では、水晶アナログが前年比17%増、水晶デジタルが同23%増、機械式は同4%増であった。
- ●参考値として、2021年の完成品とムーブメントの合計の出荷は、数量 307百万個(前年比33%増)、金額2,724億円(同17%増)であった。

^{*}四捨五入された数値を表示しているため、実際の計算結果と表示されている合計数が合わない場合があります。

1-3 日本のウオッチ完成品輸出の推移 「機種別]



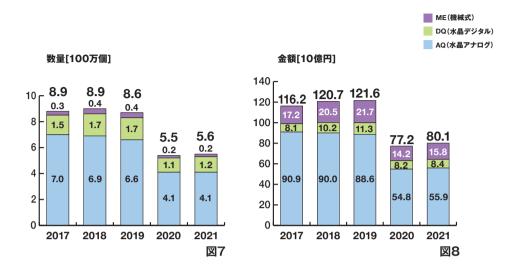
1-4 2021年の日本のウオッチ完成品輸出 [地域別構成比]



- ●2021年日本の時計メーカーによるウオッチ完成品の輸出は、数量47百万個で前年比20%増、金額1,474億円で同20%増であった。
- ●完成品の主な輸出先の対前年金額比較ではアジアが13%増で、他の地域向けも増加した。

^{*}輸出は海外からの出荷を含む。

1-5 日本のウオッチ完成品国内出荷の推移 [機種別]

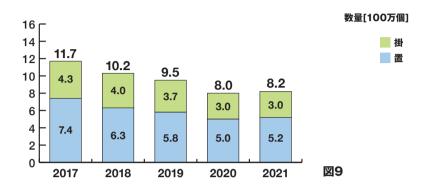


●2021年日本の時計メーカーによるウオッチ完成品の国内出荷は、数量6百万個で前年比2%増、金額801億円で同4%増であった。

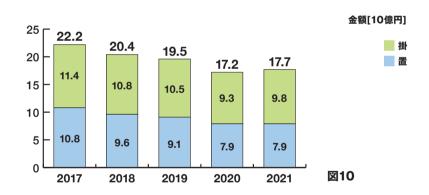
*四捨五入された数値を表示しているため、実際の計算結果と表示されている合計数が合わない場合があります。

クロック完成品(グローバルオペレーション)

2-1 日本のクロック完成品総出荷(輸出+国内出荷)数量の推移 「機種別]



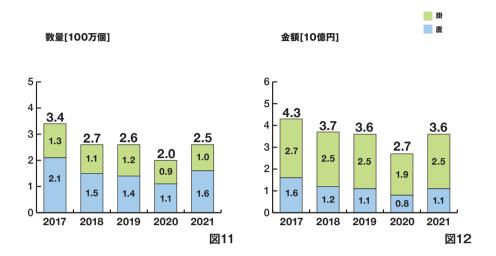
2-2 日本のクロック完成品総出荷(輸出+国内出荷)金額の推移 [機種別]



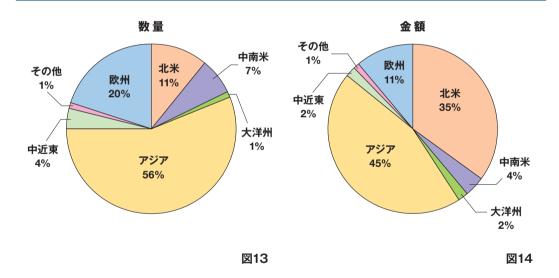
- ●計器板・その他は含まない(前年比較も同様)。
- ●2021年日本の時計メーカーによるクロック完成品の総出荷(海外からの出荷を含む)は、数量が8百万個で前年比2%増、金額は177億円で同3%増となった。
- ●機種別数量では、置時計が前年比4%増、掛時計は前年並みであった。
- ●参考値として、2021年の完成品とムーブメントの合計の出荷は、数量10百万個(前年比7%増)、金額180億円(同3%増)となった。

^{*}四捨五入された数値を表示しているため、実際の計算結果と表示されている合計数が合わない場合があります。

2-3 日本のクロック完成品輸出の推移 [機種別]

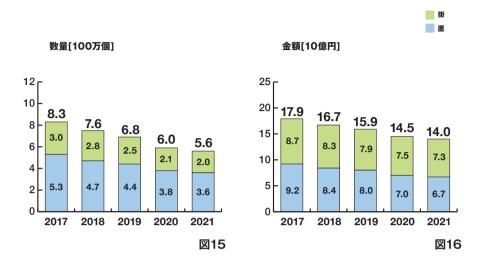


2-4 2021年の日本のクロック完成品輸出 [地域別構成比]



- ●2021年日本の時計メーカーによるクロック完成品の輸出 (海外からの出荷を含む) は、数量3百万個で前年比26%増、金額36億円で同34%増であった。
- ●完成品の主な輸出先の対前年金額比較では北米が56%増、アジアは26%増であった。
 - *輸出は海外からの出荷を含む。
 - *四捨五入された数値を表示しているため、実際の計算結果と表示されている合計数が合わない場合があります。

2-5 日本のクロック完成品国内出荷の推移 [機種別]



●2021年日本の時計メーカーによるクロック完成品の国内出荷は、数量6百万個で前年比6%減、金額は140億円で同3%減であった。

*四捨五入された数値を表示しているため、実際の計算結果と表示されている合計数が合わない場合があります。

調査

立太子奉祝御飾時計の修理復元作業

崎田英一,牛山天晴 シチズン時計株式会社,東京都西東京市田無町 6-1-12,〒188-8511 (2022 年 3 月 3 日受付)

Repair and restoration work of "Rittaishi Houshuku Onkazaritokei"

Eiichi SAKITA, Takaharu USHIYAMA

CITIZEN Watch Co., Ltd., 6-1-12, Tanashi-cho, Nishi-Tokyo-shi, Tokyo, 188-8511 Japan (Received March 3, 2022)

これは、『2021 年度 マイクロメカトロニクス学術講演会』にて講演した内容に基づいた報告書である。

経緯

宮内庁から時計修復の依頼を受けた東京藝術大学文化財保存修復工芸研究室より時計機械部分の修理の可能性について打診があった。

時計を確認したところシチズン時計の前身である尚工舎が大正 10 年(1921)に製作に携わったからくり時計であったため、東京藝術大学からの外注作業として修復作業を受けることとなった。

2019年6月17日

東京藝術大学文化財保存学研究室より御飾時計ムーブメント部分をシチズン時計(田無)に移送 2019年6月~2020年9月

ムーブメント修復作業

2020年9月~2020年12月

ムーブメントを筐体へ組込み完成

御飾時計(立太子奉祝御飾時計)

雅楽の舞人をあしらった御飾時計は、大正 5 年 (1916) 昭和天皇の立太子礼の際に東京美術学校 (現:東京藝術大学) 監造、東京府工芸学校(現:東京都立工芸高校)や尚工舎時計製造所 (現:シチズン時計株式会社) によって製作され、大正 10(1921) 年に東京市より皇室へ献上された。

制作主任 山本正三郎 (東京美術学校彫金科卒、東京府立工芸学校教諭)

機械設計 植田峯三郎 (東京府立工芸学校から大正8年に尚工舎に移籍)

装飾図案 宮下孝雄(東京府立工芸学校教諭)

1:ムーブメント状態

鉄部品の全体に錆が発生、チェーンの一部破断とはずれ。一部の部品に欠損あり。 基本歯車類、軸受けなどには大きな損傷はない。

欠損した部品の補完、部品の錆落とし、給油、再組立・調整で復元可能と判断した。



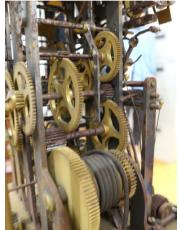




Fig.1 Clock movement

2:分析

材料の分析

・受類(板状部品) : 鉄+ニッケルメッキ

・歯車 :銅+金メッキ 軸:鉄+ニッケルメッキ

軸受け:真鍮

・地板、柱:真鍮+金メッキ

特殊ねじの採用

・JIS 規格、ISO 規格ではないねじピッチが使われていた、確認したところ昔ドイツで作られた特殊規格 (レーベンヘルツねじ)

※現行のバイス、タップでは再現できない規格

○レーベンヘルツねじ

1890 年精密機械工業で使用するために 山角度 53 度 8 分、直径 1~10mmのねじ規格が出来たが間もなくメートルねじ(SI ねじ)に置き換えられ、現在は DIN 規格からも廃止されている

3:分解・錆落とし

銅製の歯車部分の摩耗は少なく状態は良いが全体の汚れがある。

鉄部品には深く進行している錆で部品の損傷個所は多かった。

2019年6月より時計の構造を確認しつつ分解作業を行い、分解した各部品の洗浄、錆落とし、メッキ処理、ねじ青焼きを行う。

グループ会社 (シチズン時計マニュファクチャリング) に作業依頼: 錆落とし・表面処理(メッキ) を行う。

研磨できない部分(穴の内部や歯車の溝など)はレーザー照射による錆除去を行う。

・分解部品のレーザーサビ除去処理(8/29~9/11)(株)山崎工業(沼津):合計 113 点

4:破損・欠損部分の修復

・振り子:腕(矢竹)の破損のため新しい矢竹に交換

・鳩笛:新規に製作

・鞴(ふいご):新規に製作

・チェーン:腐食により破損した部分を製作

人形支持棒:欠損部分の製作

5: 時計基礎部分の組み立て・確認

上部構造は 3 つのブロックに分かれており正面左側より「A:時計基礎構造」「B:表示構造」「C:からくり構造」の機構で構成されている。



Fig.2 Movement block

Aブロック、Bブロックに基礎部品を組み時計として動くことの確認を行った。

当初、動力としての重錘にどれくらいの負荷が必要か不明だったため、同サイズのホールクロックの重錘(3kg)を吊るしてみたところ動かず、荷重を追加して 10kg かけても動作が継続できなかった。

宮内庁に確認したところ当初ないと思われていた重錘 (4×1) が見つかり、動力の特定ができた。 (発見された重錘の重量 23.7kg、 $18 \times 13.8 \times 1$

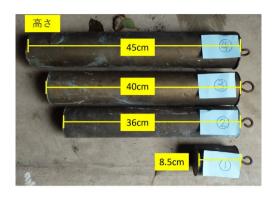




Fig.3 Discovered weight

6:作動負荷の低減

組み立て後の作動確認では短時間(2時間程度)で時計が停止する。

時計回りの基本輪列負荷は少ないものの付帯要因による作動負荷が大きいことが原因と分かった。

							↓推定	
				歯数	歯先円	歯数比	輪列効率	トルク
かみあい	pdfページ			z[-]	Da[mm]	z1/z2[-]	μ [-]	T[Nm]
1段目	p1	一番車		98	82. 41	4. 083333	0.96	2. 84948739
	p4	二番車	かな	24				0. 6699203
2段目	p4	二番車	歯車	78	67. 55	3. 9	0. 952	0.0099203
	p5	三番車	かな	20	18. 72			0. 16352926
3段目	p5	三番車	歯車	96	70. 33		0. 927	0. 10332920
	p6	四番車	かな	8	7. 46			0. 01263264
4段目	p6	四番車	歯車	80		1	0. 97	0.01203204
	p7	五番車		80	51. 17		0.97	0. 01225366
5段目	p7	五番車		80	51. 17	10	0. 9307	0.01225500
	p8	がんぎ車	かな	8	6. 42			0. 00114045
6段目	p8	がんぎ車	歯車	30	40. 54			0. 00114045
		アンクル						

Table 1 wheel load

安定した作動を確保するために各部分の作動負荷を低減する対応を行った。

- ・脱進機の調整
- ・エピラム処理(油拡散防止処置)
- ・給油:負荷に応じて適正な油種を選定して給油を行う

使用した油

A0-5a A0-H02a A0-H03a A0-G08a A0-G08a-ALV A0-G09a

7:からくり部分の作動安定化

付帯する機能(15分ごとの動作)

鳩の鳴動・鳴笛

鳩二体の動作:羽ばたき・おじぎ

童舞(人形):移動と太鼓打動作

チャイム (正時には時報)

毎日 0:07 頃 → (曜日の表示) 曜簾作動

・曜簾(曜日表示)

作動安定化のために周辺部品の見直しをおこなった (対策部品の製作)

- ・往復バー爪
- · 十字車(手裏剣型)
- ・1h 切り替えカム
- ・1h 切り替えカムガイド
- ・鐘打ち軸リンク
- ・童舞人形腕振りリンク など

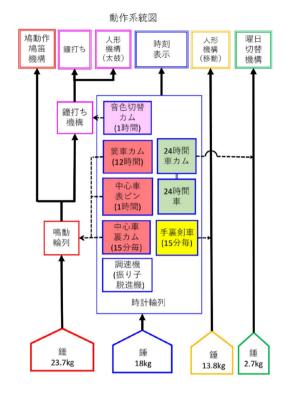


Fig.4 Operating system diagram

8:組込み作業

・2020年9月7日より東京藝大研究室にてムーブメントを筐体へ組込み作業



Fig.5 Housing and movement

筐体への干渉を調整しつつ組み込み作業を行う。



Fig.6 Assembly work

4 本の重錘が入る胴部はぎりぎりの内寸で、側面の一部はノミで内側が削られて製作時に干渉を避けた様子が見受けられた。

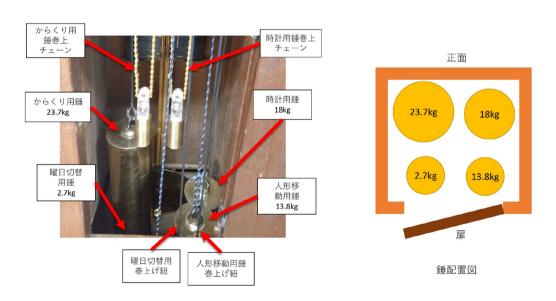


Fig.7 Placement of weight

9:立太子奉祝御飾時計諸元

動作時間 重錘巻き上げ後 156 時間 (6.5 日)

時間精度15秒/日 (振子にて調整)

高さ 220cm

幅 82cm

奥行 70cm

重量 260kg

構成 宮殿造り、童舞、鳩の時報、七曜表



Fig.8 A panoramic view of the clock

研究会報告

乾式オフィス製紙機 PaperLab A-8000 の技術概要と今後の展望

講師 岡村岳彦 氏 セイコーエプソン株式会社 PL 企画設計部 部長

参加者 10 名 (正会員 9 名, 非会員 1 名)

シチズン時計(株) 5名(正会員4名,非会員1名)

セイコーエプソン(株) 2名(正会員)

セイコーウオッチ (株) 1名 (正会員)

セイコータイムクリエーション(株) 1名(正会員)

その他 1名(正会員)

司会 藤沢照彦 セイコーエプソン株式会社 ウエアラブル機器事業部 WP 開発設計部

*2021 年 11 月 19 日 オンライン (Webex ミーティング) にて開催

協賛学会 (一社)エレクトロニクス実装学会,(公社)応用物理学会,(公社)計測自動制御学会,(公社)精密工学会,(一社)電気学会,(一社)電子情報通信学,(公社)日本磁気学会,(一社)日本機械学,(公社)日本設計工学会,(一社)日本ロボット学会

講演概要 現在、世界的に持続可能な社会の実現が求められている。紙資源においてペーパーレスを指向した取り組みも進んでいるが、紙の利便性からゼロにすることはできない。そのような中で、エプソンは大量の水を使うことなく建物内でオフィス紙を再生することができる、世界初の製品乾式オフィス製紙機「PaperLab A-8000」を開発した。水を使わずに使用済みの紙を繊維化する PaperLab の革新的なドライファイバーテクノロジーの技術概要やお客様による活用事例などと共に、今後の技術展望について講演いただいた。

第1部 講演

1. はじめに

1950年代には約25億人であった世界の人口は現在約79億人まで増加し、さらに2050年には約95億人にまで増え続けると予測されている。この間に先進国を中心に生活水準が向上し、それに伴い消費活動が活発になり、一人あたりの環境負荷は増大している。その結果、水、鉱物、森林、水産資源などの枯渇や、管理されない廃棄物の増加などにより地球の限界が近づきつつあると言われている。

我々が日々使用している紙も大量の資源から作られている。そして、紙を使ったコミュニケーションには長い歴史があり、またプリンターの普及に伴いオフィスなどでの紙の消費量は増加してきた。昨今ペーパーレス化が話題となるものの、依然として多くの紙が使用されている。その理由として紙には、読みやすい、理解しやすい、間違いを発見しやすい、携帯しやすいなどの利便性があることが指摘されている。

紙には普遍的な価値がある

不可欠なコミュニケーションツール



紙は不可欠なコミュニケーションツールだが、紙を作るには大量の水が必要とされている. しかし、地球上に存在する水のうち、使用可能な水はわずかに 0.77%と言われている. そのため、特に新興国を中心に深刻な水不足が加速している.

エプソンは紙の便利さを理解し、紙を心置きなく使える環境を作りたい、印刷に使用する紙の環境負荷を気にせずに紙を利用できる、そんな世界を作りたいと考えた。現在の紙再生サイクルでは、製紙工場での大量の水使用や古紙を遠方の再生業者へ運ぶときの CO_2 排出などによる環境負荷は大きいという課題がある。また機密文書の処理は、一般的に第3者に委託して処分されているので、情報漏洩のリスクもある。

環境負荷と機密情報管理

そこで持続可能な社会の実現に向けて、それらの課題を解決して、オフィス内で紙再生を行える乾式製紙機であるペーパーラボを開発した.

2. 乾式オフィス製紙機 PaperLab A-8000 の概要

PaperLab A-8000 は、使い終わった紙を建物内で新たな紙に再生する商品である。使用済みの紙を投入すれば約3分で1枚目の新たな紙ができ上がり、その後は1時間に約720枚のA4製紙ができる。小さなサイクルで循環型経済を牽引し、紙ならではの豊かなコミュニケーションを生み出すしくみである。

PaperLabとは

オフィスの古紙を オンデマンド・オンサイトで再生します



Table 1 The outline specification of A-8000

生産性:生産枚数	1 時間当たり 720 枚(90g/m², A4 サイズ)		
製紙仕様	A4/A3 サイズ普通紙:90-110g/m²相当厚紙:150-240g/m²相当まで10段階で ユーザー選択可能色指定:普通紙,厚紙でイエロー,シアン,マゼンタによる着色が可能		
サイズ	2,848(W) × 1,429(D) × 1,820(H)mm		
重量	1,750kg		
消費電力	6.5kW		

3. 開発技術の概要

前述のように、オフィス内で古紙から新たな紙を再生する乾式オフィス製紙機の実用化に際して、製品の目標を以下のように設定した.

- ・ビル内での設置・稼働が可能な小型・省電力化
- 必要な時にすぐにリサイクルできるオンデマンド性
- ・再生された紙が PPC 用紙として使える再生紙品質の確保
- ・再生された紙の利用を広げるために厚紙と色紙再生機能を付加

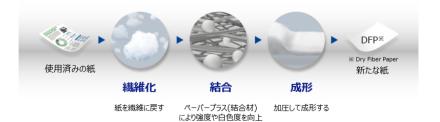
これらの目標を達成するための乾式オフィス製紙技術として、以下の三つの技術を開発した.

- 1) 水を使わずに古紙を機械的な衝撃でパルプ繊維に分解する「繊維化技術」
- 2) 分解されたパルプ繊維を再び結合する「結合技術」
- 3) パルプ繊維を均一で高密度なシート状に形成する「成形技術」

イノベーション | 製紙工程に水を使わない技術

ドライファイバーテクノロジー

ドライファイバーテクノロジーは、「繊維化」「結合」「成形」の3つの技術で構成された、 使用済みの紙から新たな紙「ドライファイバーペーパー」を生みだす技術



本商品開発では上記目標のうち特に小型・省電力・オンデマンド性の実現を重視した. 既存の 湿式技術では工程中で水を大量に使用するため排水処理が必要であること, 水分を多量に含んだ ウェブを乾燥するために大きなエネルギーが必要となること, 古紙の水による離解処理に時間が かかることなどの観点からこれに代わる技術として乾式での製紙技術を開発した.

再生紙の観点では、古紙を繊維に分解する際にダメージを与えないように単独の繊維に分解すること、それを用いて凹凸のない均一なシートを形成すること、繊維同士を十分な強度で結合することが必要であり、これらを乾式で実現できる技術とした.

4. PaperLab が提供する価値

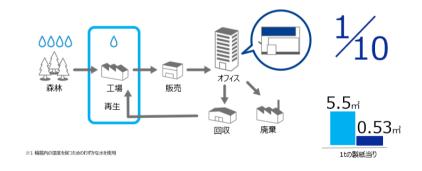
前述のような乾式オフィス製紙技術を搭載した PaperLab A-8000 は次のような価値を提供することができる.

4.1 環境価値

まず、従来の湿式の製紙技術に対して、環境負荷を低減した古紙再生を実現した。すなわち、水を使うことなく機械的な衝撃で古紙を繊維に分解することで水の使用量を大きく低減した。製紙工程だけを比較した場合での水の使用量は通常の紙再生プロセスと比較すると、約 1/10 に抑えられている。

水使用量の削減

製紙工程だけを比較しても水を使わないため水使用は少量です※1



また、建物内で古紙の再生が可能なため、古紙の排出や新紙の購入といった輸送に係る CO₂ の排出量の削減にも貢献できる。さらに、100%古紙から製紙するため森林資源の保全に優れている。森の保全は、森林資源だけでなく、その森に住む生態系や水源の保護にもつながるので、木材の本だけでは表現しきれない重要な価値があると考えている。用紙 It の再生における環境負荷の算出値を表 2 に示す。

Table 2 The environmental performance of A-8000

	PaperLab	既存の用紙					
水の使用量 *紙生産の全体サイクル	9 m³	983 m³					
CO ₂ 排出量	1.2t-CO ₂	1.9t-CO ₂					
森林資源保全	_	11 本の木材に相当					

4. 2 機密抹消

自社内で古紙を再生することは、機密書類の破棄に係るセキュリティー上のリスクを低減する 価値ももたらす. 図に示すように、再生工程において紙を繊維化することで機密情報を完全に抹 消するため、より高いセキュリティー性能を提供する.



The shape of the shattered paper

4.3 多様な紙再生

さらに、結合・成形プロセスをコントロールすることで、紙厚の異なるオフィス紙や名刺用の 厚紙、色つきの紙などをオンデマンドでさまざまな用途に合わせた製紙再生ができる。単なる再 生ではなく、より付加価値を高めた、多様な紙をオフィスで生み出すことができる。



PaperLab A-8000

5. おわりに

以上のように乾式オフィス製紙機 PaperLab A-8000 を商品化し、オフィスで使われて古紙となった PPC 用紙をユーザーの手元でリサイクルできる機会を提供した.

現在, A-8000 は金融・保険・製造業などの一般企業や県庁・市役所などの自治体に導入されており, PPC 用紙への再生に加え製紙した厚紙で名刺を作成したり, 色紙を申請用紙に利用するなどさまざまな活用がなされている. 水を使わずに紙を再生できる技術の新規性, 地球温暖化防止, 生態系保護, 廃棄物処理における環境貢献が各分野で評価されて, 2016 年の発売以降多くの賞を受賞している.

今後はより小型軽量化および低消費電力に向けた技術開発を行い、搬入設置性を高めることに よって、今後は海外展開も含めて乾式オフィス製紙機のさらなる普及を目指していく。

第2部 質疑・応答

質問1: どうやって機械的な衝撃力で紙を繊維化しているのか?

回答1: ドライ工程で如何に繊維をばらすかが本技術のキモであり、当時いろいろなことを試した. キーポイントは紙を切断すると繊維が短くなってしまうので、切断するのではなく叩いて紙の繊維をほぐすこと. 連続的に壁に衝突させる仕組みを作った. それを解繊機というユニットにしているのが特徴である.

質問2: プリンター製造から紙の再生はいうのは全く逆のようだが、どのような発想の経緯で たどりついたのか?

回答 2: プリンターを提供するうえでベースの媒体の紙についても我々はやることがあると考えた.ペーパーレスというよりは、紙には普遍的な価値があって無くなっては困るが、使い続けるうえでは環境負荷があるのでエプソンとして何かソリューション出来ることがないか考えた.環境負荷なく紙を使い続けることができるようなことを考え出そうという発想.

質問3: 色材除去は具体的にどういうことをやっているか?

回答3: ドライは水系の製紙リサイクル工程とは違って界面活性剤による化学的処理ができない. 繊維にほぐすときに色材も機械的な衝撃で細かい粉に分離している. 第1のふる

いで使う繊維と微粉になり網を通り抜けた色材とを分離している. レーザープリンターのトナーは効率的に分離できる(紙を白色化できる). 一般的には既存の製紙工程より色材の分離効率は低い.

質問4: ペーパーラボの再生紙でリサイクルできる回数の上限あるか?

回答 4: 既存の水系の製紙工場でも 4 から 5 回が限界と言われている。回数制限はではなく、 再生は 10%ペーパーラボの古紙、90%新たな紙という配合率 10%という制限を設けて いる。これは繊維化工程を通ることで繊維がだんだん短くなるからである。短くなっ た繊維は第1 のふるいで添加剤と共にゴミに回り、長さを保っている繊維が再生に回 る。ペーパープラス(結合材)が入っていても繰り返し再生の疎外要因にならない

質問 5: ペーパーラボの初期導入費用は?

回答 5: 概ね 2 千万円代前半. 導入にあたっては地方自体から補助金が出るところもある. またリース形態もある.

質問6: ランニングコストは?

回答 6: ペーパープラスが消耗品であるが通常の A4 の紙を買うのと同じくらいである. それ以外に電気代がかかる.

質問7: 実際に導入したところから今後の改良の要望は?

回答 7: まず大きさであり、設置する場所を考えざるを得ない. 本体は 2.8m 幅だが設置スペースとしては 4m 必要となる. それとやはり価格であり、小型低価格が要望されている.

以上

会 報

一般社団法人 日本時計学会 2022年度 事業計画書

(自 2022年1月1日~至 2022年12月31日)

I. 事業計画

1. 学術講演会, 研究会, 見学会等の開催

[1] マイクロメカトロニクス学術講演会

マイクロメカトロニクス学術講演会を9月中旬、中央大学後楽園キャンパスで開催する. 研究論文発表 12 件程度を予定する.

[2] 研究会

時計及び時計応用技術に係わる最先端のテーマを選定し、専門の講師を招いての研究会を、4月及び11月の2回、中央大学後楽園キャンパスで開催する. また、特別研究会を年2回程度開催する.

[3] 見学会

会員の研修のため、産業界、特に時計技術に関連する分野において顕著な業績を挙げている工場、研究機関等の見学会を6月に行う.

2. 時計及び時計応用技術に関する研究調査分科会

時計及び時計応用技術に関する研究調査を行うため、過年度より進行中の研究調査分科会1件を継続して進める予定である.研究調査分科会の成果は報告書または学会誌の記事によって報告する.

[1] 名称:「機械式時計の組立・修理を行う AI ロボット」

(主査:木村 南 神奈川工科大学非常勤講師・本学会理事)

「機械式時計の組立・修理を行う AI ロボットの可能性」をテーマとした先端技術研究・調査を継続して実施する。

2022 年度は AI 技術の応用事例・AI ロボット研究について特別研究会を実施する.

3. 学会誌, 学術図書等の刊行

[1] 学会誌「マイクロメカトロニクス」を下記のとおり年2回発行する.

Vol. 66, No. 226: 2022 年 6月, 280部

Vol. 66, No. 227: 2022年12月, 280部

学会誌を魅力的なものとする取り組みとして特集記事を掲載する.

[2] 学術講演会講演論文集を年1回発行する.

マイクロメカトロニクス学術講演会講演論文集:2022年9月,150部

4. 研究の奨励及び研究業績の表彰

[1] 青木賞.

青木賞表彰委員会を設け, 2020 年度および 2021 年度の日本時計学会誌「マイクロメカトロニクス」

に掲載された研究論文の中から、当学会初代会長青木保博士を記念した第 56 回青木賞受賞の対象として研究論文を 1 編選考する.

マイクロメカトロニクス学術講演会の際、第56回青木賞贈呈式を行う。

[2] ベストプレゼンテーション賞

マイクロメカトロニクス学術講演会における優秀な講演発表者に対し、第4回ベストプレゼンテーション賞をマイクロメカトロニクス学術講演会の技術交流会において授与する.

5. 内外関係機関等との交流及び協力

[1] 国内機関との交流

国立国会図書館へ学会誌「マイクロメカトロニクス」およびマイクロメカトロニクス学術講演会講演論文集を納本する.

科学技術振興機構へ学会誌の電子データを提供する.

日本時計学会は平成18年5月9日付けで日本学術会議より協力学術研究団体として指定を受けている.

[2] 外国機関との交流

スイス時計学会 SSC: Société Suisse de Chronométrie との機関誌等の情報交換を行なう.

[3] 関係学会との協賛

研究会および学術講演会を,一般社団法人エレクトロニクス実装学会,一般社団法人日本機械学会,公益社団法人精密工学会,一般社団法人電気学会,公益社団法人応用物理学会,公益社団法人計測自動制御学会,一般社団法人電子情報通信学会,公益社団法人日本設計工学会,一般社団法人日本ロボット学会、公益社団法人日本磁気学会等,関係学協会の協賛を得て開催する.

II. 会議に関する事項

- 1. 理事会を6回以上開催する.
- 2. 定時社員総会を2月に開催する.
- 3. 各研究調査分科会を4回程度開催する.
- 4. 企画委員会を3回程度開催する.
- 5. 青木賞表彰委員会を2回程度開催する.
- 6. 編集委員会を4回程度開催する.

収支予算書

事業活動で大の語 日 予 京 前年度予算額 増 液 備 表 機 表 表	及正因四八日不可盯于五		F 1月 1日 至 20)22年12月	31日 (単位:円)
【事本財産型用収入】 基本財産型用収入 100 100 0 0 0 1 00 0 0 1 00 0 0 1 00 0 0 1 00 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0						備考
【基本財産利息収入 100 100 0 0 100 0 0 100 0 0 100 0 0 100 0 0 100 0 0 100 0 0 100 0 0 100 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0					1.	
基本財産利息収入	[事業活動収入]					
【入会金収入】	【基本財産運用収入】					
入会金収入	基本財産利息収入	100	100		0	
【会費収入】 正会員会費収入 学生会員会費収入 1,000	【入会金収入】					
正会員会費収入	入 会 金 収 入	5, 000	10, 000	\triangle	5,000	
学生会員会費収入	【会費収入】					
賛助会員会費収入	正会員会費収入	700,000	800,000	Δ	100,000	
【事業収入】 事業収入(研究会) 100,000 200,000 △ 100,000 事業収入(研究会) 760,000 0 0	学生会員会費収入	1,000	4, 000	Δ	3,000	
事業収入 (研究会)	贊助会員会費収入	2, 075, 000	2, 125, 000	Δ	50,000	
事業収入 (講演会)	【事業収入】		•			
事業収入 (講演会)	事業収入 (研究会)	100,000	200,000	Δ	100,000	
広告収入 297,000 297,000 0 0 [雑収入] 3 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0		760,000	760, 000			
【 雑 収 入 50 50 00 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0						Water Company of the
受取利息収入		1		To a second		
業 収 入 60,000 60,000 0		50	50		0	
事業活動収入計 3,998,150						
【事業者支出】 臨時雇用賃金支出 1,100,000 1,100,000 0 広報活動費支出 132,000 132,000 0 旅費交通費支出 60,000 60,000 0 通信運搬費支出 60,000 10,000 0 消耗品費支出 10,000 10,000 0 印刷製本費支出 500,000 500,000 0 党 者 支 出 510,000 550,000 △ 40,000 100,000 0 諸 謝 全 支 出 100,000 100,000 0 諸 謝 全 支 出 100,000 100,000 0 産 護 費 支 出 300,000 100,000 0 【管理費支出】 450,000 450,000 0 産 護 費 支 出 30,000 30,000 0 「管理費支出」 50,000 40,000 0 産 護 費 支 出 30,000 30,000 0 「管理費支出」 50,000 40,000 0 「管理費支出」 50,000 40,000 0 「管理費支出」 50,000 0 0 「管理費支出」 50,000 0 0 0 「管理費支出」 50,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0						
【事業費支出】 臨時雇用賃金支出 1,100,000 1,100,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0		5,000,100	1, 200, 100			
臨時雇用賃金支出 1,100,000 1,100,000 0 0		·				
広報活動費支出 60,000 60,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0		1 100 000	1 100 000		. 0	
 旅費交通費支出 60,000 60 60,000 60,000 60 <						
通信運搬費支出						
消耗品費支出 10,000 500,000 0 0 10,000 0 10,000 0 10,000 0 10,000 0 0 10,000 0 0 10,000 0 0 10,000 0 0 10,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 0						
印刷製本費支出 25,000 500,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0		-				
 光熱水料費支出 () 質借料支出 () 510,000 () 550,000 () 40,000 () 310,000 () 550,000 () 40,000 () 40,000 () 40,000 () 25,000 () 40,000 () 25,000 		1				
賃借料支出 510,000						Print and
諸 謝 金 支 出 100,000 100,000 0 0 200,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0						The second secon
雑 支 出 100,000 100,000 0 0 100,000 0 100,000 0 100,000 0 100,000 0 100,000 0 100,000 0 100,000 0 100,000 0 1,000 0 1,000 0 1,000 0 0 1,000 0 0 1,000 0 0 1,000 0 0 1,000 0 0 1,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 100,000 0 0 0						
会 議 費 支 出 300,000 300,000 0 0 [管理費支出]		-				
【管理費支出】 臨時雇用賃金支出						
臨時雇用賃金支出 450,000 450,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0		300,000	300, 000	-	U	in the second se
会議費支出 1,000 1,000 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0		450,000	450,000		Λ	
 旅費交通費支出 30,000 30,000 0 通信運搬費支出 50,000 50,000 0 消耗品費支出 60,000 100,000 △ 40,000 印刷製本費支出 2,000 2,000 0 光熱水料費支出 25,000 25,000 0 賃借料支出 510,000 550,000 △ 40,000 租税公課支出 70,000 80,000 △ 10,000 雑支出 290,000 10,000 280,000 事業活動支出計 4,385,000 4,235,000 150,000 事業活動収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996 		1				
通信運搬費支出 50,000 50,000 0 100,000 △ 40,000 □ 100,000 △ 40,000 □ 100,000 △ 40,000 □ 100,000 △ 40,000 □ 100,						
消耗品費支出 60,000 100,000 △ 40,000 日 100,000 △ 40,000 日 100,000 △ 40,000 日 100,000 △ 40,000 日 100,000 ○ 0 日 100,000 ○ 0 日 100,000 ○ 0 日 100,000 ○ 100,000 ○ 100,000 ○ 100,000 □ 10		l l				E
印刷製本費支出 2,000 2,000 0 光熱水料費支出 25,000 25,000 0 賃 借 料 支 出 510,000 550,000 △ 40,000 租 税 公 課 支 出 70,000 80,000 △ 10,000				_		easter to the same and the same
 光熱水料費支出 (1) (25,000) (25,000) (25,000) (25,000) (25,000) (25,000) (25,000) (20,000) (21,150) (21,150) (21,150) (20,000) (21,150) (20,000) (20				Δ	•	
賃借料支出 510,000 550,000 △ 40,000 和税公課支出 70,000 80,000 △ 10,000 280,000 単 支出 290,000 10,000 150,000 150,000 事業活動収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 当期収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996		1				
租 税 公 課 支 出 70,000 80,000 △ 10,000 280,000 雑 支 出 290,000 10,000 280,000 150,000 1						
雑 支 出 290,000 10,000 280,000 事業活動支出計 4,385,000 4,235,000 150,000 事業活動収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 当期収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996						
事業活動支出計 4,385,000 4,235,000 150,000 事業活動収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 当期収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996				Δ		
事業活動収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 当期収支差額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996			CONTRACTOR OF THE PARTY OF THE			
当 期 収 支 差 額 △ 386,850 21,150 △ 408,000 前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996						<u></u>
前期繰越収支差額 3,501,939 3,536,935 △ 34,996				Δ		and the contract of the contra
	The state of the s					<u> </u>
次期繰越収支差額 3,115,089 3,558,085 △ 442,996		3, 501, 939	3, 536, 935	Δ		
	次期繰越収支差額	3, 115, 089	3, 558, 085	Δ	442, 996	L

一般社団法人 日本時計学会 2021年度 事業報告書

(自 2021年1月1日~至 2021年12月31日)

I. 事業の状況

1. 学術講演会、研究会、見学会等の開催

[1] マイクロメカトロニクス学術講演会

日 時 : 2021 年 9 月 17 日 (金) 13:00~18:20

会場:オンライン開催

プログラム

・講演発表 : 9件・特別講演 : 1件

テーマ:「光格子時計が社会に与えるインパクト」

講師 : 東京大学 教授 香取 秀俊氏

参加者 : 70 名

[2] 研究会

① 夏季研究会:

テーマ:光無線給電のインパクト -最新動向と課題,展望-

講師:東京工業大学 科学技術創成研究院 未来産業技術研究所

宮本 智之 様(准教授,博士(工学))

日時: 2021年7月2日(金) 14:20~15:30

会場:オンライン開催

参加者:20名

② 秋季研究会:

テーマ: 乾式オフィス製紙機 PaperLab A-8000 の技術概要と今後の展望

講師:セイコーエプソン株式会社 PL 企画設計部 部長 岡村 岳彦 氏

日時: 2021年11月19日(金)14:00~15:00

会場:オンライン開催

参加者:10名

[3] 見学会:

新型コロナウイルス感染症の影響により開催中止

2. 時計及び時計応用技術に関する研究調査分科会

2021年度は次の1件で、概要は以下の通りである.

[1] 名称:「機械式時計の組立・修理を行う AI ロボット」

(主査:木村 南 神奈川工科大学・本学会理事)

2021 年度は、文献研究を中心に進め、新型コロナウイルス感染症の影響により特別研究会の開催中止

3. 学会誌, 学術図書等の刊行

[1] 学会誌「マイクロメカトロニクス」を下記のとおり年2回発行した.

Vol. 65, No. 224: 2021 年 6 月, 280 部 Vol. 65, No. 225: 2021 年 12 月, 280 部

[2] 学術講演会講演論文集を年1回発行した.

マイクロメカトロニクス学術講演会講演論文集(pdf): 2021 年 9月, オンラインで配布

4. 研究の奨励及び研究業績の表彰

[1] 青木賞

第55回青木賞選考は、2019年度および2020年度の日本時計学会誌「マイクロメカトロニクス」に掲載された論文12編に対して、選考委員9名による予備審査と表彰委員4名による本審査の2段階で行われた。その結果、下記論文を第55回青木賞として推薦することで、表彰委員全員の賛同及び理事会の承認を得、マイクロメカトロニクス学術講演会において表彰した。

・第55回青木賞表彰論文:

「ウエアラブル機器へ適用するための最大酸素摂取量推定方法の検討」

- 学会誌掲載: Vol.64, No.223 (2020 年 12 月)
- 執筆者: 笹原 英生氏 (セイコーエプソン (株))
- 推薦理由:予備審査を通過した論文は、どれも優れたものであったが、本論文は、本学会の学術論文として独創性、有用性、困難性のすべてにおいて高い評価を受け、総合評価でも最高得点を得た.

[2] ベストプレゼンテーション賞

2018年度より、優秀な講演発表者を表彰する日本時計学会ベストプレゼンテーション賞(英文名: HIJ Best Presentation Award)を新設した. 下記の講演に対して、第3回ベストプレゼンテーション賞を授与した.

タイトル: 年差±1秒の光発電ムーブメントの開発

所属:シチズン時計(株)

講演者:長瀬 智

5. 内外関係機関等との交流及び協力

[1] 国内機関との交流

国立国会図書館へ学会誌「マイクロメカトロニクス」を納本した. また, 科学技術振興機構へ学会誌の電子データを提供した.

日本時計学会は平成 18 年 5 月 9 日付けで日本学術会議より協力学術研究団体として指定を受けている.

[2] 外国機関との交流

スイス時計学会(SSC: Société Suisse de Chronométrie)へ学会誌を寄贈した.

[3] 関係学会との協賛

研究会および学術講演会を、一般社団法人エレクトロニクス実装学会、一般社団法人日本機械学会、公益社団法人精密工学会、一般社団法人電気学会、公益社団法人応用物理学会、公益社団法人計測自動制御学会、一般社団法人電子情報通信学会、公益社団法人日本設計工学会、一般社団法人日本ロボット学会、公益社団法人日本磁気学会等、関係学協会の協賛を得て実施した.

6. その他、学会の目的を達成する為に必要な事業

特に無し.

Ⅱ. 処務の概要

1. 役員等に関する事項

一般社団法人 日本時計学会 役員名簿

2021年12月31日現在

役職	氏名	常・非常勤	就任年月日	年間給与	担当	所属
代表理事	大隅久	非常勤	2021年3月5日	無し	業務総括	中央大学
業務執行理事	重城 幸一郎	非常勤	2021年3月5日	無し	代表理事補佐 事務局(経理)	セイコーウオッチ(株)
業務執行理事	常葉輝久	非常勤	2021年3月5日	無し	事務局(総務)	カシオ計算機(株)
理事	足立 武彦	非常勤	2021年3月5日	無し	編集担当	
理事	飯田 謙司	非常勤	2021年3月5日	無し	広報委員長 編集担当	セイコーエプソン (株)
理事	今村 美由紀	非常勤	2021年3月5日	無し	編集委員長 青木賞·企画担当	セイコータイムクリエー ション(株)
理事	梅田和昇	非常勤	2021年3月5日	無し	事業委員長 広報·企画担当	中央大学
理事	大谷 親	非常勤	2021年3月5日	無し	青木賞委員長 事業・企画担当	
理事	木村 南	非常勤	2021年3月5日	無し	企画委員長 広報担当	神奈川工科大学
理事	佐々木健	非常勤	2021年3月5日	無 し	編集・事業担当	東京大学
理事	鈴木 紀寿	非常勤	2021年3月5日	無し	編集副委員長	シチズン時計(株)
理事	中島 悦郎	非常勤	2021年3月5日	無し	広報・企画担当	ブイテックインターナシ ョナル (株)
理事	増田 純夫	非常勤	2021年3月5日	無し	編集担当	一文機工 (株)

監事	岸 良一	非常勤	2021年3月5日	無し	_	一般社団法人 日本時計協会
監事	吉村 靖夫	非常勤	2021年3月5日	無し	_	

2. 職員に関する事項

業務を担当する職員はいない.

3. 理事会及び総会に関する事項

[1] 理事会

開催年月日	主な議事事項	会議の結果
第1回理事会	・定時社員総会議案についての確認	提案内容承認
2021年3月5日	- 1 号議案 2020 年度収支決算及び事業報告	
(定時社員総会前)	- 2号議案 2021年度予算及び事業計画	
	- 3 号議案 理事および監事の選任	
	・出版編集関係	承認
	・新入会員の承認	承認
第2回理事会	・定時社員総会議案についての確認	確認
同 3月5日	・新任の代表理事、業務執行理事、運営委員の選任	承認
(定時社員総会後)	・2021 年度の体制について	審議・承認
	・出版編集関係	承認
	・2021 年度春季研究会について	継続審議
	・2021 年度見学会について	継続審議
	・2021年度理事会の日程について	承認
	・前期監事からの提案について	継続審議
第3回理事会	・出版編集関係	承認
同 4月23日	・2021 年度春季研究会について	承認
	・2021 年度見学会について	承認
	・マイクロメカトロニクス学術講演会について	審議・承認
	・青木賞選考について	承認
	・監事からの提案について	継続審議
第4回理事会	・出版編集関係	承認
同 6月18日	・第 55 回青木賞選考の経緯と表彰論文の推薦に	審議・承認
	ついて	
	・マイクロメカトロニクス学術講演会について	審議・承認
	・2021 年度夏季研究会について	審議・承認
	・監事からの提案について	継続審議
第5回理事会	・出版編集関係	承認
同 9月17日	・会計ソフト更新について	継続審議
	・2021 年度秋季研究会について	審議・承認
	・2021 年度ベストプレゼンテーション賞について	審議・承認
	・監事からの提案について	継続審議
第6回理事会	・出版編集関係	承認
同 11月5日	・定時社員総会議案検討	継続審議
	・2021 年度夏季研究会実施報告	承認
	・マイクロメカトロニクス学術講演会実施報告	承認
	・ベストプレゼンテーション賞の審査結果報告	承認
	• 2021 年度秋季研究会について	承認
	・会計ソフト更新について	継続審議
	・監事からの提案につい	継続審議
	・新入会員の承認	承認
第7回理事会	・出版編集関係	承認
同 12月17日	・定時社員総会議案検討	継続審議
	・2021 年度決算見込,2022 年度収支予算案	継続審議

・2021 年度事業報告,2022 年度事業計画	継続審議
・2022 年度研究会・見学会幹事について	承認
・2021 年度秋季研究会実施報告	承認
・2022 年度春季研究会について	承認
・ホームページ投稿規定について	継続審議
・会計ソフト更新について	承認
・監事からの提案について	継続審議
・新入会員の承認	承認

[2] 総会

開催年月日	主な議事事項	会議の結果
定時社員総会	・1 号議案	承認
2021年3月5日	2020 年度収支決算及び事業報告・監査報告	
	・2 号議案	承認
	2021 年度予算および事業計画	
	・3 号議案	承認 (選任)
	理事および監事の選任	

4. 許可, 認証, 承認, 証明などに関する事項

該当なし.

5. 契約に関する事項

契約年月日 : 2021年5月23日 (2023年5月22日まで)

相手方:株式会社 エム・シーリース

契約の概要 : 事務局として朝日九段マンション 522 号室の賃貸借契約

6. 主務官庁指示に関する事項

該当なし.

7. 会員数動向

会員種別	2021 年度末	2020 年度末	増減数
正会員	139(名)	150 (名)	-11(名)
賛助会員	16 (社)	16 (社)	±0 (社)
学生会員	2 (名)	1(名)	+1 (名)
計	157	167	-10

*2021 年度末の会員数は12月度理事会承認後

8. その他重要事項

該当なし.

収支計算書

一般社団法人日本時計学会 				単位:円)
科目	予 算 額	決 算 額	差異	備考
[事業活動収支の部]				
[事業活動収入]				
【基本財産運用収入】				
基本財産利息収入	100	30	70	
【入会金収入】				
入 会 金 収 入	10,000	4, 000	6, 000	
【会費収入】				
正会員会費収入	800,000	720, 000	80, 000	
学生会員会費収入	4,000	1,000	3, 000	
賛助会員会費収入	2, 125, 000	2, 075, 000	50, 000	
【事業収入】		-		
事業収入 (研究会)	200, 000	72,000	128, 000	
事業収入 (講演会)	760, 000	415, 000	345, 000	
広 告 収 入	297, 000	297, 000	0	
【雑収入】	B-91 12-91 (0-00 (0-0) (0-00 (0-00 (0-0) (0-00 (0-0) (0-00 (0-0) (0-00 (0-0) (0-0) (0-0) (0-0) (0-0) (0-0) (0-0) (0-00 (0-0) (PER
受取利息収入	50	611	△ 561	
雑 収 入	60,000	26, 760	33, 240	
事業活動収入計	4, 256, 150	3, 611, 401	644, 749	
[事業活動支出]				
【事業費支出】				
臨時雇用賃金支出	1, 100, 000	1, 062, 477	37, 523	
広報活動費支出	132, 000	132, 000	0	
旅 費 交 通 費 支 出	60,000	18, 404	41, 596	
通信運搬費支出	60, 000	56, 836	3, 164	
消耗品費支出	10,000	0	10, 000	
印刷製本費支出	500, 000	441, 672	58, 328	
光熱水料費支出	25, 000	22, 956	2, 044	
賃 借 料 支 出	550, 000	554, 851	△ 4,851	
諸 謝 金 支 出	100, 000	55, 685	44, 315	
雑 支 出	100, 000	64, 710	35, 290	
会 議 費 支 出	300, 000	0	300, 000	
【管理費支出】				***************************************
臨時雇用賃金支出	450,000	441, 029	8, 971	
会議費支出	1,000	0	1,000	
旅費交通費支出	30,000	7, 888	22, 112	
通信運搬費支出	50,000	52, 174	△ 2, 174	
消 耗 品 費 支 出	100,000	65, 846	34, 154	and different contracts
印刷製本費支出	2,000	0	2,000	The state of the s
光熱水料費支出	25, 000	22, 955	2, 045	110000000000000000000000000000000000000
賃 借 料 支 出	550, 000	554, 851	△ 4,851	Section 1.1 to the section of the se
租 税 公 課 支 出	80,000	80, 000	0	- Dr. Amerikan
雑 支 出	10,000	12, 063	△ 2,063	To any other states of the sta
事業活動支出計	4, 235, 000	3, 646, 397	588, 603	
事業活動収支差額	21, 150	△ 34, 996	56, 146	
当期収支差額	21, 150	△ 34, 996	56, 146	
前期繰越収支差額	3, 536, 935	3, 536, 935	0	
次期繰越収支差額	3, 558, 085	3, 501, 939	56, 146	1
2 1 7 7 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	5,000,000	5,001,000	55, 110	

正味財產增減計算書

从其因为人自不可用于五	自 2021年 1	月 1日 至 2021年12	月31日 (単位:円)
科目	当 年 度	前 年 度	増減
〔一般正味財産増減の部〕		÷ • .	: •
〔経常増減の部〕			
〔経常収益〕			
【基本財産運用益】			
基本財産受取利息	30	30	0
【受取入会金】			
受 取 入 会 金	4,000	4, 200	△ 200
【受取会費】		,	Note that the state of the stat
正会員受取会費	720,000	780,000	△ 60,000
学生会員受取会費	1,000	0	1,000
賛助会員受取会費	2, 075, 000	2, 075, 000	0
【事業収益】	2, 070, 000	2,010,000	•
事業収益(研究会)	72,000	0	72, 000
)	0	
事業収益(講演会)	415, 000		415, 000
事業収益(広告収入)	297, 000	267, 300	29, 700
【雑収益】	011	000	001
受取利息	611	330	281
雑 収 益	26, 760	2, 482, 769	△ 2, 456, 009
経常収益計	3, 611, 401	5, 609, 629	△ 1, 998, 228
[経常費用]			
【事業費】			
臨 時 雇 用 賃 金	1, 062, 477	1, 062, 477	0
広報活動費	132, 000	132, 000	0
旅費交通費	18, 404	25, 070	△ 6,666
通信運搬費	56, 836	61, 890	△ 5, 054
消耗品費	0	16, 500	△ 16, 500
印刷 製本費	441, 672	442, 640	△ 968
光熱水料費	22, 956	23, 479	△ 523
賃 借 料	554, 851	506, 616	48, 235
諸 謝 金	55, 685	0	55, 685
雑費	64, 710	86, 020	△ 21,310
【管理費】			
臨 時 雇 用 賃 金	441, 029	441, 029	0
旅費交通費	7,888	10, 744	△ 2,856
通信運搬費	52, 174	50, 440	1, 734
消耗品費	65, 846	267, 917	△ 202, 071
光熱水料費	22, 955	23, 479	△ 524
賃 借 料	554, 851	506, 616	48, 235
租 税 公 課	80,000	70,000	10,000
雑費	12, 063	2, 023	10, 040
経常費用計	3, 646, 397	3, 728, 940	△ 82, 543
評価損益等調整前当期経常増減額	△ 34, 996	1, 880, 689	△ 1, 915, 685
		1, 880, 689	△ 1, 915, 685
当期経常増減額		1, 880, 689	
税引前当期一般正味財産増減額	△ 34, 996	NAME OF THE PARTY	△ 1,915,685
当期一般正味財産増減額	△ 34, 996	1, 880, 689	△ 1,915,685
一般正味財産期首残高	9, 476, 935	7, 596, 246	1, 880, 689
一般正味財産期末残高	9, 441, 939	9, 476, 935	△ 34,996
正味財産期末残高	9, 441, 939	9, 476, 935	△ 34,996

貸借対照表

【波動資産】 現金 預金 3,691,939 3,891,935 △ 193,95	放在国伍八日本時间 子云		2021年12月31	
【変動資産】 現金預金 3,691,939 3,891,935 △ 199,95 流動資産合計 3,691,939 3,891,935 △ 199,95 1 図定資産】 (基本財産) 基本財産合計 500,000 500,000 500,000 差 本財産合計 5,000 500,000 5,300,000 元 2 期預金 5,300,000 5,300,000 方,300,000 万,300,000		当年度	前年度	増減
現金預金 3,691,939 3,891,935 △ 199,95 (固定資産)	[資産の部]		• •	: •
 流動資産合計 3,691,939 3,891,935 △ 199,96 【固定資産】 (基本財産) 基本財産合計 500,000 500,000 500,000 (その他間定資産) 敷 金 140,000 140,000 た,300,000 元,440,000 元,441,939 元,446,935 元,441,939 元,444,939 元,444,935 元,444,	【流動資産】			
【國定資産】 (基本財産) 基本財産 500,000 500,000 500,000 基本財産合計 500,000 140,000 元の他固定資産の数 金 140,000 5,300,000 元の他固定資産合計 5,440,000 5,440,000 元の他固定資産合計 5,440,000 5,440,000 元の他固定資産合計 5,440,000 元の他固定資産合計 5,940,000 元の他固定資産合計 5,940,000 元の他固定資産合計 190,000 元の他の	現 金 預 金	3, 691, 939	3, 891, 935	△ 199, 996
(基本財産)	流動資産合計	3, 691, 939	3, 891, 935	△ 199, 996
 基本財産合計 500,000 500,000 基本財産合計 500,000 500,000 (その他固定資産) 敷金 140,000 140,000 5,300,000 定期預金 5,300,000 5,300,000 その他固定資産合計 5,440,000 5,440,000 資産合計 9,631,939 9,831,935 △ 199,93 (負債の部) (流動負債) 前受会費 190,000 355,000 △ 165,00 負債合計 190,000 355,000 △ 165,00 賃正味財産の部) (一般正味財産) その他一般正味財産 9,441,939 9,476,935 △ 34,93 (うち基本財産への充当額) (500,000) (500,000) (正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,93 (方50,000) (500,000) (正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,93 	【固定資産】			
基本財産合計 500,000 500,000 (その他固定資産) 数 金 140,000 140,000 5,300,000 た 期 預 金 5,300,000 5,300,000 5,440,000 5,440,000 5,440,000 万 至 企 合 計 5,940,000 5,940,000 万 至 企 合 計 9,631,939 9,831,935 △ 199,950 万 元 五 190,000 五 165,000 元 165,000	(基本財産)			
数 金 140,000 140,000	基本財産	500, 000	500, 000	0
敷 金 140,000 140,000	基本財産合計	500, 000	500,000	0
定期預金 5,300,000 5,300,000	(その他固定資産)			
その他固定資産合計 5,440,000 5,440,000	敷金金	140,000	140,000	. 0
固定資産合計 5,940,000 5,940,000	定 期 預 金	5, 300, 000	5, 300, 000	0
資産合計 9,631,939 9,831,935 △ 199,98 [負債の部] 190,000 355,000 △ 165,00 流動負債合計 190,000 355,000 △ 165,00 負債合計 190,000 355,000 △ 165,00 [正味財産の部] [一般正味財産] - - - 34,95 一般正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,95 (うち基本財産への充当額) (500,000) (500,000) (正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,95	その他固定資産合計	5, 440, 000	5, 440, 000	0
【流動負債】 前受会費 190,000 355,000 △ 165,00	固定資産合計	5, 940, 000	5, 940, 000	0
【流動負債】 前受会費 190,000 355,000 △ 165,00	資 産 合 計	9, 631, 939	9, 831, 935	△ 199, 996
前 受 会 費 190,000 355,000 △ 165,000 流動負債合計 190,000 355,000 △ 165,000 △ 165,000 △ 165,000 △ 165,000 △ 165,000 △ 165,000 △ 165,000 △ 165,000 □ 165,0	〔負債の部〕			
流動負債合計 190,000 355,000 △ 165,000 Д 165,000	【流動負債】			
負債合計 190,000 355,000 △ 165,000 □	前 受 会 費	190,000	355,000	△ 165,000
 (正味財産の部) 【一般正味財産】 その他一般正味財産 9,441,939 9,476,935 △ 34,99 一般正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99 (うち基本財産への充当額) (500,000) (500,000) (500,000) (500,000) (500,000) 	流動負債合計	190, 000	355,000	△ 165,000
【一般正味財産】 その他一般正味財産	負 債 合 計	190, 000	355, 000	△ 165,000
その他一般正味財産 9,441,939 9,476,935 △ 34,99 一般正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99 (うち基本財産への充当額) (500,000) (500,000) (正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99	[正味財産の部]			
一般正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99 (うち基本財産への充当額) (500,000) (500,000) (正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99	【一般正味財産】			•
(うち基本財産への充当額) (500,000) (500,000) (500,000) 正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99	その他一般正味財産	9, 441, 939	9, 476, 935	△ 34, 996
正味財産合計 9,441,939 9,476,935 △ 34,99	一般正味財産合計	9, 441, 939	9, 476, 935	△ 34, 996
	(うち基本財産への充当額)	(500, 000)	(500, 000)	(0)
	正味財産合計	9, 441, 939	9, 476, 935	△ 34, 996
負債及び止味財産合計 9,631,939 9,831,935 △ 199,99	負債及び正味財産合計	9, 631, 939	9, 831, 935	△ 199, 996

財産目録

) ()	貸借対照表科目		場所・物量等	使用目的等	. 金 額	額
【流動資産】						
, d	海	毎			299	299, 591
	强	会			299	299, 591
	預	邻			3, 392	3, 392, 348
	普通預金	普通預金 (りそな銀行)			2, 364, 421	4,421
	郵 便 振	替貯金	-		1,027	1,027,927
流動資産合計				NO. OFFICE AND ADDRESS OF THE PROPERTY OF THE	3, 691	3, 691, 939
固定資産】					A COLUMN TO THE PROPERTY OF TH	
(基本財産)				-	-	
	基	財産			200	500,000
	定期預金	定期預金(りそな銀行)			. 200	500,000
基本財産合計	Security Control				200	500,000
(その他固定資産)				-		
	敷	翎			140	140,000
	その他固定資	定資産			5, 300	5, 300, 000
	定期預金	定期預金(りそな銀行)			5, 300	5, 300, 000
その他固定資産合計					5, 440	5, 440, 000
固定資産合計				A CONTRACTOR OF THE PROPERTY O	5, 940	5, 940, 000
質 産 合 計					9, 631	9, 631, 939
【流動負債】						
	重例	分費		2022年度会費	190	190,000
流動負債合計					190	190,000
負債合計					061	190,000
班 4 世 世	(10-				. 0 441	9, 441, 939

一般社団法人 日本時計学会 2021 年 11 月度 理事会議事録 - 2021 年度 第 6 回理事会 -

(記録:常葉 輝久 2021年 11月5日)

- **1. 開催日時**: 2021 年 11 月 5 日 (金) 16:00~17:45
- 2. 場所: オンライン開催
- 3. 出席者:

<理事>大隅,重城,足立,飯田,今村,大谷,木村,佐々木,鈴木,中島,増田,常葉(以上12名) <監事>岸(以上1名) 理事総数13名の過半数につき理事会成立 <運営委員>岩崎、小笠原、小川、土肥、永田、廣川、横山(以上7名)

4. 審議事項

(1) 2021年9月度理事会議事録確認

9月度(第5回)議事録(案)に問題無いことが確認された.

(2) 出版編集関係(別紙資料配布:今村理事)

マイクロメカトロニクス 2021 年 12 月号(Vol.65, No.225)に向けて、入稿状況等の説明がされた。

- ・研究/技術報告 入稿済み2件
- ・依頼原稿関連 入稿済み4件
- ・時計関連資料の時計学会 HP への掲載に関して、広報委員の WEB 担当で検討中、
- (3) 年度末に向けての確認
 - ・定時総会、理事会の日程2022年2月25日(金),開催予定
 - ・定時総会議題について

2021 年事業報告、2022 年事業計画等の資料の初校が展開され、大きな問題が無い事が確認された. 次回理事運営委員会で、修正した内容を報告予定

- ・来期の理事,運営委員候補案に関して会話がなされた.
- (4) 夏季研究会報告 (永田運営委員より報告、幹事会社:シチズン時計(株))
 - テーマ:光無線給電のインパクト 最新動向と課題,展望
 - 内容:極微小電力のセンサー端末等からドローンなどの大きな電力を利用する機器などに対して、 配線を用いず、レーザなどの光ビームを利用する光無線給電が注目を浴び始めてきている。 この光無線給電に関する技術や取組の最新動向と課題、今後の展望についてご講演いただき、 質疑・討論を行った。
 - 講師:東京工業大学 科学技術創成研究院 未来産業技術研究所 宮本 智之氏(準教授,博士(光学))
 - 日時: 2021 年 7 月 2 日 (金) 14:20~15:30
 - 会場:オンライン
 - 参加者: 20 名 (正会員 15 名、賛助会員・非会員 5 名)
 - 収入:50,000 円/支出:22,442 円(講師謝礼,通信費等)/差額:+27,558 円
- (5) 学術講演会実施報告 (土肥運営委員より説明)
 - 参加者:70名 (正会員:36名,非会員:33名,メディア:1名)
 - 講演発表 : 9件 (第1セッション:5件、第2セッション:4件)
 - 特別講演 「光格子時計が社会に与えるインパクト」 講師 東京大学 教授 香取 秀俊氏
- (6) ベストプレゼンテーション賞の審査結果報告 (別紙資料配布 木村理事より報告) 2021 年度日本時計学会ベストプレゼンテーション賞の選考結果の詳細について報告がされた

受賞 年差±1秒の光発電ムーブメントの開発 シチズン時計(株) 長瀬 智氏

(7) 秋季研究会について

2021年11月19日(金)の開催に向けて、応募状況の共有がされた。

(8) 会計ソフト更新について

継続検討中, 次回 12 月度理事運営委員会で継続審議

(9) 監事からの提案について

下記進捗検討状況が共有され、継続検討となった.

論文投稿環境の整備、会員の投稿に対するインセンティブを高める方法の検討

(10)新入会員の承認

1名の学生会員の入会申し込みがあり承認された.

(11) 次回理事会

第7回理事会: 2021年12月17日(金) 16:00~17:00 オンラインでの開催

- 5. 報告事項
- **(1) 会員数状況** (2021年11月5日承認後)
 - ・正会員 144 名 (-1), 学生会員 2 名 (+1), 賛助会員 16 社 (±0) (83 口 (±0))
 - ・入会: 1名・退会: 1名
- (2) その他

なし

以上

一般社団法人 日本時計学会 2021 年 12 月度 理事会議事録 - 2021 年度 第 7 回理事会 -

(記録: 常葉 輝久 2021年12月17日)

- 1. 開催日時: 2021年12月17日(金)16:00~17:45
- 2. 場所: オンライン開催
- 3. 出席者: WEB ミーティング

<理事>大隅,重城,足立,飯田,今村,大谷,木村,佐々木,鈴木,中島,増田,常葉(以上12名) <監事>吉村(以上1名) <運営委員>小笠原,小川,槌谷,土肥,永田,廣川,藤沢,横山(以上8名)

4. 審議事項

(1) 2021年11月度理事会議事録確認

11月度(第6回)理事会の議事録(案)に問題無いことが確認された.

(2) 出版編集関係 (別紙資料配布: 今村理事)

マイクロメカトロニクス 2021 年 6 月号(Vol.66, No.226)に向けて、今村理事(編集委員長)より入稿状況等の説明がされた。

- ・研究/技術報告 入稿済み3件,入稿待ち1件
- ・依頼原稿関連 入稿済み1件,入稿待ち3件
- (3) 定時社員総会議案確認 (別紙資料配布 常葉業務執行理事より説明)
 - ・定時社員総会の議題、日程が確認された

日時: 2022年2月25日(金) 17:00-18:00

- (4) 2021 年度決算見込, 2022 年度収支予算案 (別紙資料配布 重城業務執行理事より説明)
 - ・2021年度決算見込,2022年度収支予算案が展開され,問題無い事が確認された.

(5) 2021 年度事業報告、2022 年度事業計画 (別紙資料配布 常葉業務執行理事より説明)

2021 年事業報告、2022 年事業計画等の資料の修正版が展開され、問題無い事が確認された。

(6) 2022 年度の研究会、見学会幹事の件 (別紙資料配布 大谷理事より説明)

以下の幹事会社が提案され、承認された.

- ・研究会(春):セイコーウォッチ(株)
- ・研究会(秋):セイコータイムクリエーション(株)
- ・見学会:カシオ計算機(株)
- (7) 2021 年度秋季研究会実施報告 (別紙資料配布 藤沢運営委員より説明)
 - テーマ: 乾式オフィス製紙機 PaperLab A-8000 の技術概要と今後の展望
 - 内容:エプソンが開発した、大量の水を使うことなくオフィス内で紙を再生することができる、世界初の製品乾式オフィス製紙機 「PaperLab A-8000」について講演.水を使わずに使用済みの紙を繊維化する革新的なドライファイバーテクノロジーの技術概要やお客様による活用事例など

と共に、今後の技術展望について紹介.講演後は活発な質疑が行われ、環境負荷の少ない資源サイクル実現の取組みの理解を深め、持続可能な社会の実現に向けて新たな市場、商品創出の可能性を感じることができた。

- 講師:セイコーエプソン株式会社 PL 企画設計部 部長 岡村 岳彦氏
- 目時: 2021年11月19日(金) 14時00分~15時00分
- 会場:オンライン
- 参加者:10名 (正会員:9名, 非会員:1名)
- 収入: 22,000 円/支出:0円(講師謝礼辞退)/差額:+22,000円
- (8) 2022 年度春季研究会について

(別紙資料配布 小笠原運営委員より説明,幹事会社:セイコーウォッチ(株))

以下の開催案が提案され、承認された.

- テーマ: 「 wena 」 開発展望について (仮)
- 日時:2022年4月22日 予定
- (9) ホームページ投稿規定について (別紙資料配布 飯田理事より説明)

広報委員で検討した日本時計学会ホームページ投稿規定に関して説明がされた.

投稿種別も考慮した規定に向けて、次回理事運営委員会で継続審議されることとなった。

- (10)新入会員の承認
 - 1名の正会員の入会申し込みがあり承認された.
- (11)会計ソフト更新について (別紙資料配布 重城業務執行理事より説明)

使用中の会計ソフトサポート終了に合わせて検討した結果、「税理士法人 ASC へ委託 (2 カ年)

- + 会計ソフト「Freee」の導入」の提案がされ、承認された.
- ・法人会計ソフトと同額レベルで、税理士法人への委託が可能
- ・税理士法人委託により、1年目:新会計基準の導入と仕組み構築、2年目:構築した仕組みの確認
- ・新会計基準:社団法人会計(複雑)→一般社団法人会計(簡素)により、会計処理負担の大幅削減可能
- (12) 監事からの提案について (別紙資料配布 大隅代表理事, 増田理事より説明)

検討中の日本時計学会投稿規定に関して説明がされ、次回理事運営委員会で継続審議となった。

- (13) 次回理事会
 - ·第1回理事会: 2022年2月25日(金) 16:00~17:00
 - ・定時社員総会:2022年2月25日(金)17:00~18:00
 - ・第2回理事会:2022年2月25日(金)18:00~19:00

中央大学 後楽園キャンパス 製図室

5. 報告事項

(1) 会員数状況 (2021 年 12 月 17 日承認後)

・正会員 139名 (-5), 学生会員 2 (±0), 賛助会員 16 社 (±0) (83 口 (±0))

・入会: 正会員1名・退会: 正会員6名

(2) その他

・新型コロナウイルス感染症の状況を確認して、オンラインも含めた、次回理事会の開催場所に関して2月第1週に決定する.

以上

一般社団法人 日本時計学会 2022 年 2 月度 理事会議事録 - 2022 年度 第 1 回理事会 -

(記録:常葉 輝久 2022年2月25日)

- **1. 開催日時**: 2022 年 2 月 25 日 (金) 16:00~17:00
- 2. 場所: オンライン開催
- 3. 出席者:

<理事>大隅,重城,足立,飯田,今村,梅田,大谷,木村,鈴木,中島,増田,常葉(以上12名) <監事>岸,吉村(以上2名) 理事総数13名の過半数につき理事会成立 <運営委員>岩崎,小笠原,小川,槌谷,土肥,永田,廣川,藤沢,横山(以上9名)

4. 審議事項

(1) 2021年12月度理事会議事録確認

12 月度 (第7回) 理事会の議事録 (案) に問題無いことが確認された.

(2) 定時社員総会議案について

下記, 定時社員総会の議案について内容の確認を行った.

- 1号議案:2021年度決算及び事業報告(別途資料配布)
 - 2021年度決算報告書について,経理担当 重城理事より説明報告がされ,総会議題として承認された. 2021年度事業報告について,総務担当 常葉理事より説明報告がされ,総会議題として承認された.
- ・2号議案:2022年度予算及び事業計画(別途資料配布)
 - 2022 年度収支予算書について、経理担当 重城理事より説明があり、総会議題として承認された. 2022 年度事業計画について、総務担当 常葉理事より説明があり、総会議題として承認された.
- ・3号議案:理事及び監事の選任

理事, 監事共に継続年度の為, 変更が無い事が確認され, 総会議題として承認された.

- (3) 出版編集関係 (別紙資料配布 今村理事より説明)
 - ・マイクロメカトロニクス 2022 年 6 月号(Vol.66, No.226)に向けて、今村理事(編集委員長)より入稿状況等の説明がされた。
 - ・研究/技術報告 校閲中,入稿待ち3件
 - ·依頼原稿関連 校閲中,入稿待ち5件
- (4) 新入会員の承認
 - ・3名の正会員の入会申し込みがあり承認された.
- (5) 監事からの提案について

情報発信と論文投稿に向けた強化をはかるために検討してきた日本時計学会 HP の改革案の説明がされた.

(6) 次回理事会

第2回理事会: 2022年2月25日(金) 18:00~19:00 (定時社員総会後) オンライン開催

5. 報告事項

- (1) **会員数状況** (2022 年 2 月 25 日承認後)
 - ・正会員 136 名 (-3) , 学生会員 2 名 (±0) , 賛助会員 15 社 (-1) (81 口 (-2))
 - · 入会: 正会員 3名
 - ·退会: 正会員 6名, 賛助会員 1社(2口)

(2) その他

・特になし

以上

一般社団法人 日本時計学会 2022 年度 定時社員総会議事録

(記録: 営葉 輝久 2022年2月25日)

- 1. 開催日時: 2022 年 2 月 25 日 (金) 17:00~17:40
- 2. 場所: オンライン開催
- 3. 出席状況:以下の出席状況であり、定款の規定により本定時社員総会は成立

議決権ある社員総数 139 名,総社員の議決権の数 139 個,出席社員数 84 名 (委任状 59 名を含む),この議決権の総数 84 個,

出席理事:大隅,重城,足立,飯田,今村,梅田,大谷,木村,鈴木,中島,増田,常葉

出席監事:岸,吉村

4. 議題

- (1) 1号議案:2021 年度決算及び事業報告(別途資料配布)
 - 1) 2021 年度決算報告書について,経理担当 重城理事より説明報告がされ,また,監事より適正であることの監査報告があり、異議なく承認された.
 - 2) 2021 年度事業報告について、総務担当 常葉理事より説明報告がされ、異議なく承認された.
- (2) 2号議案: 2022 年度予算及び事業計画 (別途資料配布)
 - 1) 2022 年度収支予算書について、経理担当 重城理事より説明があり、異議なく承認された.
 - 2) 2022 年度事業計画について、総務担当 常葉理事より説明があり、異議なく承認された.
- (3) 3号議案:理事及び監事の選任

理事, 監事共に継続年度の為, 変更が無い事が確認され, 異議なく承認された.

以上の決議を明確にするため、この議事録を作成し、議長及び出席理事がこれに記名押印する.

以上

一般社団法人 日本時計学会 2022 年 2 月度 理事会議事録 - 2022 年度 第 2 回理事会 -

(記録: 常葉 輝久 2022年2月25日)

1. 開催日時: 2022年2月25日(金)17:50~18:30

- 2. 場所: オンライン開催
- 3. 出席者:

<理事>大隅,重城,足立,飯田,今村,梅田,大谷,木村,鈴木,中島,増田,常葉(以上12名) <監事>岸,吉村(以上2名) 理事総数13名の過半数につき理事会成立 <運営委員>岩崎,小笠原,小川,鴫野,槌谷,土肥,永田,萩田,廣川,藤沢,横山(以上11名)

4. 審議事項

(1) 定時総会議案についての確認

定時社員総会で下記各議案が提案通りに承認されたことを確認した.

- ・1 号議案 2021 年度収支決算及び事業報告
- ・2 号議案 2022 年度予算及び事業計画
- ・3 号議案 理事及び監事の選任
- (2) 新任運営委員の選任

新たに運営委員の選任が提案された.

特に異議はなく一同これに同意し承認された.

新任運営委員 萩田 拓史 氏 (シチズン時計(株))

(3) 2022 年度の体制について (別紙資料配布 常葉理事より説明)

定時社員総会の議決に基づき 2022 年度の業務体制について協議した結果,別紙一般社団法人日本時 計学会組織図、及び業務体一覧のとおり承認された。

- (4) 2022 年度春季研究会について (小笠原運営委員より説明,幹事会社:セイコーウォッチ(株)) 昨年開催案が承認されたが,講師の会社の承認待ちとなっている為,会社承認後に予定しているテーマでの開催案内を行うこととなった,
- (5) 見学会について (廣川運営委員より説明,幹事会社:カシオ計算機(株))

2年連続で承認されたが、新型コロナウイルス感染症の影響により開催中止となった以下の内容での開催を検討中.新型コロナウイルス感染症の状況に合わせて開催タイミングを検討する.

- 見学先:「羽田クロノゲート」

現在,施設自体は見学中止となっているが,感染者状況に合わせて見学可能となる見込み.

- (6) 2022 年度理事会の日程について
 - · 2022 年 2 月 25 日 (金) : 第 1 回理事会, 定時社員総会, 第 2 回理事会
 - · 2022 年 4 月 22 日 (金) : 第 3 回理事会, (春季研究会)
 - · 2022 年 6 月 17 日 (金) : 第 4 回理事会, (見学会)
 - · 2022 年 9 月 16 日 (金): 第 5 回理事会, 学術講演会
 - · 2022 年 11 月 4 日 (金): 第 6 回理事会, 秋季研究会
 - · 2022 年 12 月 16 日 (金): 第 7 回理事会
- (7) 前期監事からの提案について

第1回理事運営委員会に継続して、日本時計学会 HP の改革案に関して意見交換が行われた. 今後の継続審議となった.

(8) 次回理事会

第3回理事会:2021年4月22日(金)16:00~17:00 中央大学 後楽園キャンパス または オンライン開催

5. 報告事項

- (1) その他
 - ・2022 年度日本時計学会メーリングリストの更新

以上

編集後記

新型コロナウイルス感染症に振り回され、はや2年半がたちます。

都会と地方では状況が少し異なるのかもしれませんが、日本国内ではまだまだコロナ対策 に万全の注意を払いつつ、制限下での行動が望まれる状況にあります。

そんななか世界の状況を見渡すと、すでにコロナ以前の状況と何も変わらないという国 もある一方で、絶対に1人の患者の発生も許さないという国も見受けられ、何が正解なの か判断するにはもう少し時間が必要な状況だと思われます。

またコロナ以降に入社した若手の皆さんのマスク無しの顔を未だに見たことが無いので、 誰が誰なのか見分けがつかないという残念な状況でもあります。

しかしコロナ渦も悪い事ばかりでは無かったように思います。

例えば自分の場合は今まで放置してきた家の中の整理整頓が進み生活し易くなったことや、 会社でもリモートワークの普及や印鑑廃止など長年の慣習を改善し一気に業務改革が進ん だ実感を持つことができました。

今後は徐々に元の生活に戻ることが予想されますがコロナ渦で進んだ良い面も残しつつ、 学術講演会、研究会、見学会、学会誌等を通じて皆様と共に日本時計学会を盛り上げてい ければと思っています。引き続き積極的なご協力を宜しくお願い致します。

(飯田 謙司 記)