

撚線サスペンションワイヤの構造設計手法の検討

Development of Structural Design Method for Twisted Wires Suspension

熊本 春輝
Haruki KUMAMOTO

坂 研二
Kenji SAKA

吉田 一也
Kazunari YOSHIDA

窪田 紘明*
Hiroaki KUBOTA

銅合金製サスペンションワイヤは携帯カメラの光学ピックアップおよび手ブレ補正機構に使用される。高画質化に伴うレンズ部の重量増加によりワイヤの耐久性向上が求められている。本研究では有限要素法 (FEM) 解析を用いて撚り線サスペンションの応力低減効果を検討し、構造設計を容易にする実用的な式を導出した。従来の単線構造と比較して、撚り線構造は剛性を維持しつつ発生応力を大幅に低減できることを示した。また、多数の FEM 解析結果を近似する設計式を提案し、迅速な製品設計を可能にした。

キーワード：銅合金、サスペンションワイヤー、モバイルカメラ、有限要素法、撚り線サスペンション

Copper alloy suspension wires are used in optical pickups and image stabilization mechanisms of mobile cameras. The durability of the suspension wire used in mobile cameras is greatly affected by the increase in the weight of the lens part due to the high image quality of the camera. Therefore, there is a need to improve the durability of the wire. In this study, the stress reduction effect of the twisted wires suspension are investigated using finite element method (FEM) analysis. In addition, a practical equation is obtained to facilitate the structural design. From this study, and the following conclusions were obtained. In contrast to the conventional single-wire structure, the twisted wire structure enables a significant reduction in the stress generated while maintaining the stiffness. A simple formula that approximates the results of many FEM analyses was proposed. This enables rapid product design.

Keywords: copper alloy, suspension wire, mobile camera, finite element method, twisted wire suspension

1. 諸 言

モバイルカメラの手振れ補正機構には銅合金極細線サスペンションが用いられることがある。モバイルカメラに用いられているサスペンションワイヤにはカメラの高画質化に伴うレンズ部の重量の増加による耐久性の向上が求められている。これに対応するためサスペンションワイヤへの撚線構造の適用が提案されている^{1) 2)}。

従来の撚線の研究としてワイヤロープを想定した研究がある^{3) ~ 9)}。ワイヤロープは複数本の素線を束ね合わせた形状をしており、単純な曲げモーメントを与えた場合に応力が各素線に分散するように低減されることがわかっている。しかし、素線同士が固着した状態では応力が分散せず加算されるように外側の素線に応力が集中する。従って撚線構造の場合でも素線同士が分離した断面分離状態が重要である。

また、撚線構造に発生する応力の予測式としてワイヤロ

ープの例がある。たとえば最も簡単なものは式 (1) である³⁾。

$$\sigma_b = E \frac{d}{D} \quad (1)$$

ここで σ_b は素線に発生する曲げ応力、 E は素線のヤング率、 D はシーブ径、 d は素線径である。本式はワイヤロープがシーブに沿うように変形したときの素線に発生する応力を示している。さらに、本式を基本に様々な改良式が提案されている³⁾。また、ワイヤロープの疲労耐久性について実験的に調査した研究として野々らの研究がありワイヤロープ全体の曲げ中立面近傍で破壊が生じやすく、ワイヤ破壊は曲げ面に対して直角側の外側ワイヤから開始することが示されている⁹⁾。有限要素法 (FEM) 解析を用いた研究としては K. Feyrer ら、Ismail Gerdemeli らの研究がありワイヤロープの 3 次元形状をモデル化して発生応力を求めている^{4) 5)}。

以上のように撚線構造に対する応力予測の研究は数多くあるが、ワイヤロープがシーブに巻き付いた場合の応力を研究対象としており本研究でのサスペンションの変形とは異なる。また、ばねとしての使用が想定されていないため

* 東海大学 〒259-1292 神奈川県平塚市北金目4-1-1
Tel : 0463-58-1211
E-mail : h.kubota@tsc.u-tokai.ac.jp

Table 1 Analysis condition.

Analysis number No.	1 (BASE)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
Twisting pitch P /mm	1	1.5	0.5	0.25	0.125	1	0.125	1	0.125	1	0.125	1	0.125	1	0.125	
Diameter of wire d /mm	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	
Suspension length L /mm	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	4	4	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	
Number of wire n	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	
Young's modulus E /MPa	115	115	115	115	115	115	115	115	115	57.5	57.5	115	115	115	115	
Displacement δ /mm	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.15	0.15	0.3	0.3	
Figure	Fig. 3	○	○	○	○	○	○	○								
	Fig. 4	○				○										
	Fig. 5	○				○		○	○							
	Fig. 6	○				○						○	○			
	Fig. 7	○				○				○	○					
Fig. 8	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

剛性についての評価がなされていない。

そこで本研究では、モバイルカメラの光学手振れ補正機構特有の変形を生じさせた場合の発生応力および剛性についてFEM解析を用いて検討する。さらに、構造設計を容易にするために実用的な設計式を導く。

2. 解析条件

2.1 基準モデル

Fig. 1にモデル形状と境界条件を示す。可動部は4本のサスペンションで支持されるがその中の1本をモデル化した。サスペンションの長さ L は2.5 mm, 素線径 d が0.02 mm, 素線本数 n は4本とした。

撚りピッチ P は1 mmとした。 P は1本の素線が1周するのに要する長手方向の距離である。材料特性は銅を想定してヤング率 E を115 GPa, ポアソン比 ν を0.3とした。解析には市販のMSC Marc 2020を用いて静的陰解法大変形弾性有限要素法(FEM)解析を行った。要素には4面体1次要素ソリッドを用い、要素サイズは d の約1/4とした。これは事前検討により実用的な解析時間と解析精度が両立することが判明している要素サイズである。また、素線同士が互いに滑る断面分離状態³⁾を仮定し摩擦係数は0とした。なお予備解析において摩擦係数を与えてもほぼ結果に影響しないことを確かめた。境界条件として上部に強制変位 $U_x = \delta = 0.3$ mm, $U_y = 0$ mmを与え、 z 方向への変位 U_z は自由とし、各回転は固定している。また、下部は全自由度を固定した。本条件を基準に種々のパラメータを変更して影響を検討した。

2.2 解析条件

Fig. 1に示した解析モデルを基準に条件を変更して解析を行った。Table 1に解析条件の詳細を示す。撚りピッチ P はTable 1のNo. 1からNo. 5に示すように0.125 mmから1.5 mmの範囲で変更した。Table 2に撚りピッチ P を変更した際のモデル形状を示す。撚線のモデル化にあつ

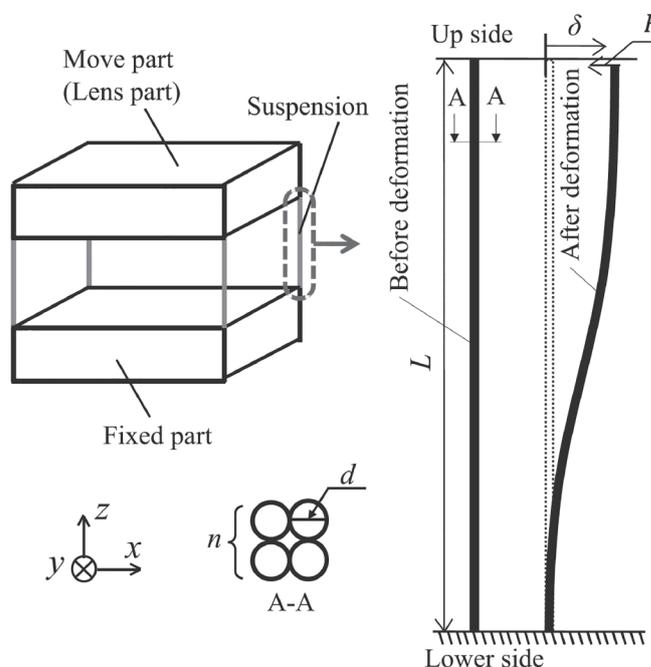


Fig. 1 Geometry of model and boundary condition.

て各素線は互いに接する位置に配置した。ここで、素線径 d は有限の大きさを持っているため、撚りピッチ P が小さくなるに従いサスペンション径が若干大きくなる特徴がある。これを定量化するため表中に示すように素線中心位置のP.C.D. (ピッチ円直径)を C mmと定義した。

サスペンションの長さ L は2.5 mmと4 mm, 素線本数 n は3と4, ヤング率 E は115 GPaと57.5 GPa, 変位 δ は0.3 mmと0.15 mm, 素線径 d は0.01 mmと0.02 mmの範囲で変更した。

発生応力 σ はサスペンション末端近傍に発生する引張り側の相当応力の最大値, 剛性 K は F_x / δ により評価した。 F_x は反力であり, 変位を与えた断面に反対に働く力である。

Table 2 Suspension shape in each pitch P .
($L=2.5$ mm, $d=0.02$ mm, $n=4$)

Pitch P /mm	1.5	1	0.5	0.25	0.125
Appearance					
End shape					
C / μ m	$C=28.3$	$C=28.3$	$C=28.4$	$C=30.2$	$C=40.2$

3. 解析結果

Fig. 2 に解析結果のコンター図を示す。**Fig. 2** から S 字に変形していることがわかる。また、コンター図から変位方向側面に相当応力 314.6 MPa と応力が集中していることがわかり、素線断面の中心は相当応力 191.1 MPa と比較的応力が低いことがわかる。

Fig. 3 に撚りピッチ P が発生応力 σ と剛性 K におよぼす影響を示す。結果から P が小さくなるにしたがって σ と K が低下する傾向が見受けられる。さらに詳細に $d=0.02$ mm に着目すると、 $P > 0.5$ mm の範囲では σ および K がほとんど変化せず、 $P < 0.5$ mm の場合には P が小さくなるにしたがって σ および K が低下することが分かった。

一方で、外径を 1/2 として $d=0.01$ mm に着目すると σ および K は $P > 0.25$ mm では変化が小さく $P < 0.25$ mm の領域で低下している。

このことから σ および K の低下挙動は撚った後のサスペンション断面の大きさと撚りピッチ P の比で支配されると考え、後述の近似式に P/C を導入することにした。即ち P/C が同一であれば撚り線形状は相似である。例えば、**Fig. 3** の $d=0.02$ mm において $P=0.5$ mm のとき P/C は 17.7 であり $d=0.01$ mm においては $P=0.25$ mm のときに P/C が 17.7 であり相似形状となる。この P/C が一定の数値を下回った場合に σ と K に影響が始め低下すると考えられる。

サスペンションの耐久性向上の観点で見た場合、素線径 d が 0.02 mm と大きい場合よりも 0.01 mm の小さい場合の方が発生応力が低下する傾向にあり、更に上記のことから撚りピッチ P が小さくなることで発生応力が低下する傾向がある。しかし、剛性を見ると発生応力同様に素線径が小さくなることと撚りピッチ P が小さくなることでも低下する。手振れ補正の性能のためには適正な剛性を保つ必要が

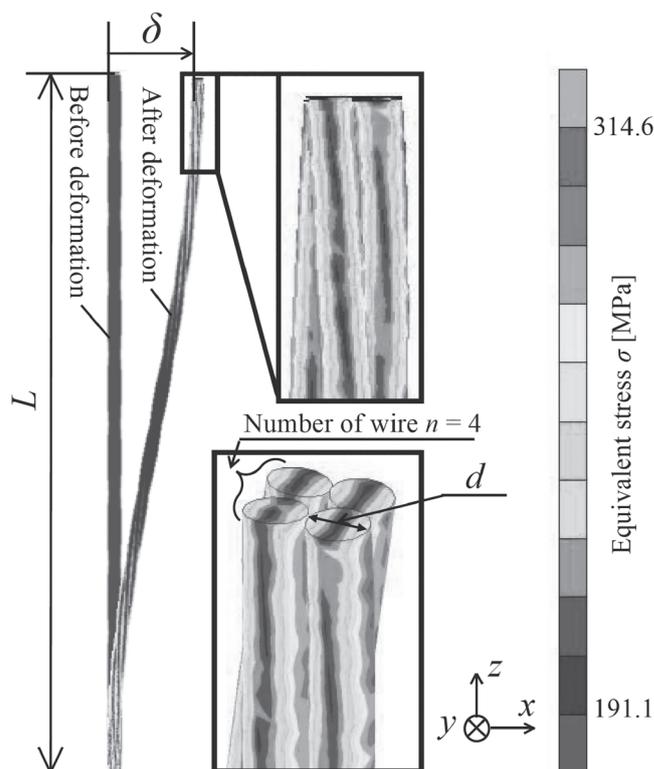


Fig. 2 Example of FEM analysis result.
($L=2.5$ mm, $d=0.02$ mm, $n=4$, $P=1$ mm, $E=115$ GPa)

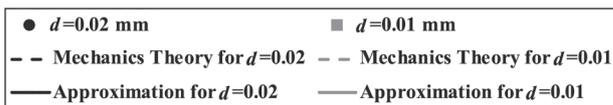
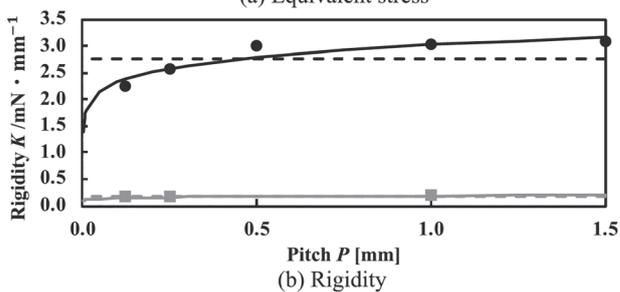
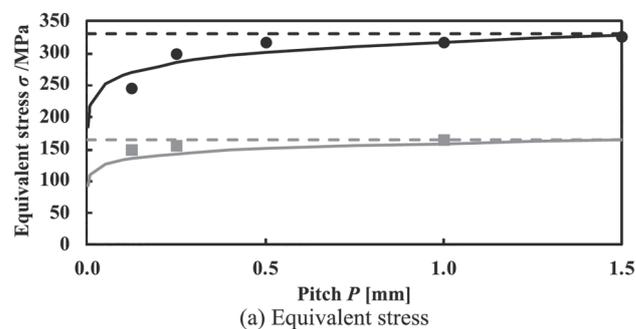


Fig. 3 Effect of pitch on stress and rigidity.

あり、発生応力と剛性の両者が要件に入るように設計する必要がある。

4. 撚線構造の応力, 剛性算出式の提案

ここで発生応力と剛性の定量的な予測のための数式について検討する。

4.1 定式化

長さ L , 外径 d の単純な円断面梁について材料力学の両端固定梁の境界条件を適用すると, 発生応力 σ MPa と剛性 K N/mm は式 (2), 式 (3) のように求められる。しかし, 本式は撚り形状を考慮することができない。

$$\sigma = (3 \times E \times d \times \delta) / L^2 \quad (2)$$

$$K = [12 \times E \times \left\{ \frac{1}{64} \times \pi \times d^4 \right\} \times n] / L^3 \quad (3)$$

そこで, 3. 解析結果の章の考察に基づき以下の式を提案する。材料力学の式をベースに撚りピッチ P の影響についてパラメータ (P/C) を用いて考慮した。また, E, σ, d, L の指数を材料力学の式と一致させた上で, 係数および (P/C) の指数を FEM 解析結果と本式の結果の残差の二乗和平方根が最小となるように求めた。FEM 解析結果は Table 1 のデータを全て用いた。下記の式 (4), 式 (5) が近似式である。

$$\sigma = 2.17435 \times E \times \delta \times (P/C)^{0.0791} \times d \times L^{-2} \quad (4)$$

$$K = 0.42850 \times E \times (P/C)^{0.1132} \times d^4 \times L^{-3} \times n \quad (5)$$

ここで, 式 (4), 式 (5) の近似精度を検査する。Fig. 4 から Fig. 7 に Table 1 に示す条件で検査を行った結果を示し, Fig. 8 に近似式による計算精度を評価した結果を示す。

Fig. 3 から Fig. 7 の FEM 解析, 材料力学および近似式の結果の差を見ると撚りピッチ P が小さい $P=0.125$ mm の場合には FEM 解析と材料力学による計算の差が大きいことがわかる。それに対し近似式では撚りピッチ P が小さい場合にも FEM 解析との差は小さく撚りピッチ P の影響を考慮できていることがわかる。

一方, Fig. 3 の結果から撚り線形状であっても P/C が 17.7 以上であれば材料力学による計算との差が小さく, 材料力学による検査が可能であることがわかる。

Fig. 8 の結果から多少の誤差はあるものの高い精度で算出することができることがわかった。発生応力の場合には +5%, -11% の誤差であり, 剛性では +8%, -9% であった。

4.2 設計例

Fig. 9 に撚ったサスペンションと単線サスペンションの差を示す。単線の $d=0.04$ のサスペンションに対して, K を維持したまま $n=4, P=1$ mm 撚線構造により σ を下げること考える。式 (2) を用いて単線の K を求め, その値を式 (5) に代入すると剛性を維持可能な撚線構造の d を求めることが可能である。なお $P=1, n=4$ の形状では幾何学的に $C \approx \sqrt{2}d$ と置くことができる。その結果, $d=0.028$ となる。また, 図中の $P=\infty$ とは撚っていないサスペンシ

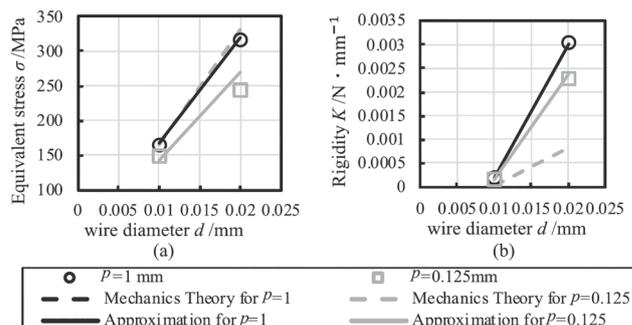


Fig. 4 Wire diameter d .

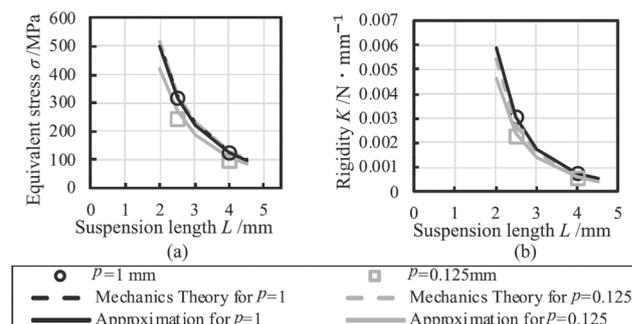


Fig. 5 Suspension length L .

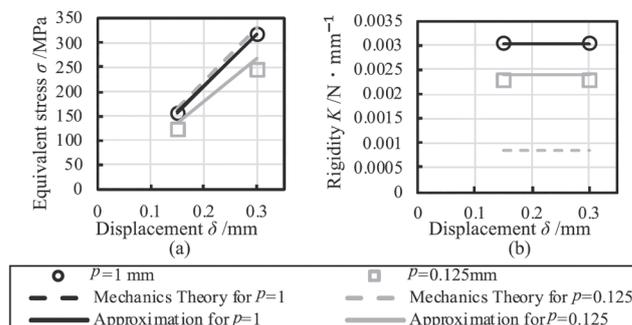


Fig. 6 Displacement δ .

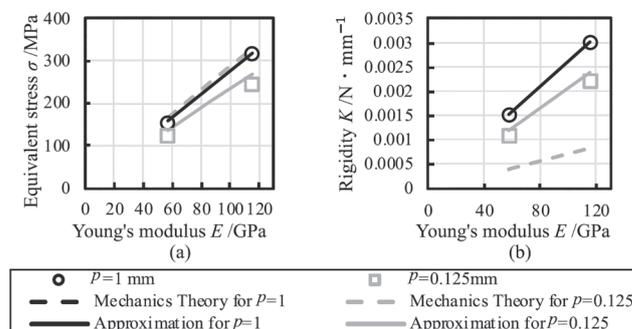


Fig. 7 Young's modulus E .

ンのことであり, 近似式により計算できないため式 (2) により算出した。式 (4) を用いると単線に対して撚線形状の応力は 33% 低減可能であり, $P=\infty$ でも 29% の低減が可能であることがわかる。

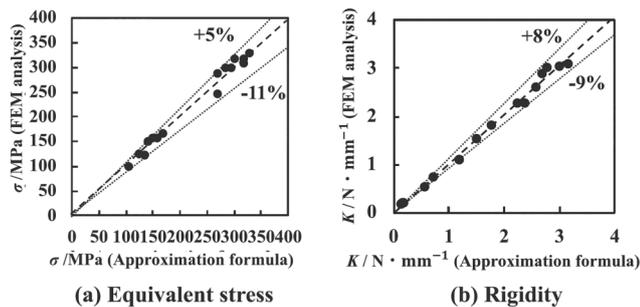


Fig. 8 Relationship between approximation formula and FEM analysis.

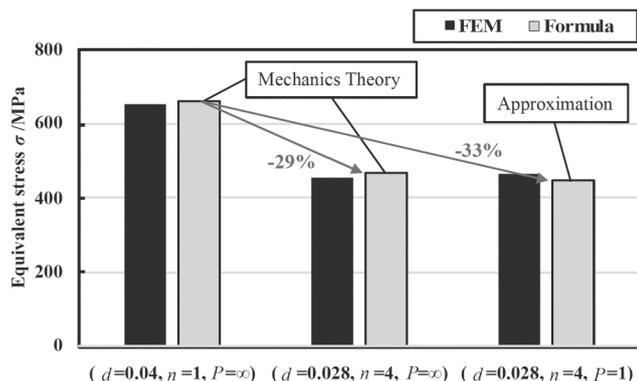


Fig. 9 Stress reduction effect of twisted wire. ($L=2.5$ mm, $E=115$ GPa)

5. 結 言

撚線サスペンションワイヤに生じる応力と剛性について FEM 解析を用いて検討した結果以下の結論を得た。

- (1) $P/C < 17.7$ の領域では撚りピッチ P の短縮とともに応力と剛性は低下する。 $P/C > 17.7$ では撚りピッチの影響は小さい。
- (2) $P/C > 17.7$ 以上では撚りピッチの影響は小さいことから、材料力学が適用できる。
- (3) 多数の FEM 解析結果を近似した簡易設計式を提案した。これにより迅速な製品設計が可能である。
- (4) 従来の単線構造に対して、撚線構造を採用することで反力を維持した上で大幅な発生応力の低減が可能である。

< 転載元 >

本稿は、日本銅学会誌 銅と銅合金、第 61 巻 1 号 (2022) に掲載された同名論文を、日本銅学会の許諾を得て転載したものである。

参考文献

- 1) 岡田洋一, 原田秀則, 興水幸比古: 特開 2004-39038.
- 2) 坂研二, 山越光: 特許 6982147.
- 3) 会田俊, 佐藤進: 日本鋳業会誌, **76** (1060), 870, 13-17.
- 4) K. Feyrer, N. Mankenda, W. G. Jiang: DRAHT, (2003), 32-36.
- 5) Ismail Gerddemeli, Serpil Kurt, Semih Anil: Key engineering materials, **572** (2014), 513-516.

- 6) 杉本幸三郎: 資源・素材, No. 1998, Vol. M, 9-12.
- 7) 西畑三樹, 男関純一, 荒瀬昇: 素材試験技術, **2** (27), 36-40.
- 8) 塚田裕也, 古澤将盛, 飯塚博: 日本機械学会論文集, **730** (73), 228-233.
- 9) 野々一樹, 高橋秀雄, 樽井敏三: 設計工学, **44** (2), 41-47.

東海大学
熊本 春輝 (くまもと はるき)
工学研究科機械工学専攻
大学院生

(株)TOTOKU*
坂 研二 (さか けんじ)
研究開発部
課長

東海大学
吉田 一也 (よしだ かずなり)
工学部 精密工学科
教授・工学博士

東海大学
窪田 紘明 (くぼた ひろあき)
工学部 精密工学科
講師・博士 (エネルギー科学)

*東京特殊電線は 2023 年に TOTOKU に社名変更しています。