Advance Publication by J-STAGE

日本機械学会論文集

Transactions of the JSME (in Japanese)

DOI:10.1299/transjsme.21-00203

Received date : 24 June, 2021

Accepted date : 6 September, 2021

J-STAGE Advance Publication date : 17 September, 2021

バイブレーションルアーのフリーフォルム最適設計における基本的検討

史 金星^{*1}, 下田 昌利^{*2}, 酒井 忍^{*1}

Fundamental investigation on free-form optimization of vibration lures

Jin-Xing SHI^{*1}, Masatoshi SHIMODA^{*2} and Shinobu SAKAI^{*1}

^{*1} Department of Production Systems Engineering and Sciences, Komatsu University
Nu 1-3 Shicyomachi, Komatsu-shi, Ishikawa 923-8511, Japan

^{*2} Department of Advanced Science and Technology, Toyota Technological Institute
2-12-1 Hisakata, Tenpaku-ku, Nagoya-shi, Aichi 468-8511, Japan

Abstract

Lure fishing is a special fishing method that using artificial fishing lures as fish baits and has become more and more popular all over the world. Vibration lures are a regular item among fishing lures that perform vibration action in the water for baiting fish. In the present work, to enhance the vibration behavior of vibration lures with a real analytical condition, we propose a free-form optimization method for fundamental frequency maximization design problem of solid structures considering initial stress and apply it in shape optimization of vibration lures. We use the fundamental frequency (i.e., the 1st order) eigenvalue as the objective function and maximize it subject to a weight constraint. As the optimal results, the fundamental frequency eigenvalue of a vibration lure made of Zinc could be enhanced to 2.20 times as much as its initial value under initial stress conditions induced by water pressure and tractive force of fishing line, while the mass of the optimal shape satisfied the mass constraint during the optimal design process. As a comparison, we also perform a design optimization of the vibration lure without considering any external loading, whose fundamental frequency can be also enhanced over 2 times as much as its initial value.

Keywords : Lure fishing, Vibration lure, Eigenvalue, Shape optimization, Initial stress, Gradient method

1. 緒 言

ルアーフィッシングはミミズ等の餌釣りとは異なり、ルアー（疑似餌）を用いてブラックバス、イワナなどの淡水魚やスズキ、ヒラメなどの海水魚を狙う釣りであり、ゲームフィッシングとしても全世界中で人気のある釣り方である（Wilde et al., 2003）,（Wegener et al., 2018）,（Clarke et al., 2021）. 従来の餌釣りに比べ、虫などの餌が苦手な人に対して餌が不要であること、餌は一度しか使えないが、ルアーは反復使用が可能であること、仕掛けが簡単で、ロッドとリールおよびルアーさえあれば手軽に釣りができる長所がある.

ルアーとは魚の餌を模倣したものであり、形状や構造に工夫を凝らして水中に波動や音を出す「疑似餌」のことを指す. 素材の違いにより、プラスチックや金属などを利用したハードルアー（三浦他, 1985）とラバーや柔らかい樹脂などで出来たソフトルアー（Moraga et al., 2015）の二種類に大別される. 現在まで、ルアーに関する研究では主にハードルアーにおける水中運動姿勢に注目されている. 例えば、三浦らは回流水槽を利用してクラックベイト、スプーンベイト、スピナーベイト、ブレードベイトなどのハードルアーの振動と音声を実験し、視覚信号、聴覚信号および側線感覚信号からルアーの水中運動の解析を行った（三浦, 1980）,（三浦他, 1985）. 臺田らは供試したクラックベイトを製作し、そのタイドアイの位置やリップ形状などによるルアーの潜行運動を研究した（臺田他, 1999, 2002）. さらに、三木らはリップ付きハードルアーのボディ形状変化とルアーの潜行運動

No.21-00203 [DOI: 10.1299/transjsme.21-00203]

本論文は、第30回設計工学・システム部門講演会 講演論文集(2020), No.1108 の掲載内容に基づいた論文である.

^{*1} 正員, 公立小松大学 生産システム科学部 (〒923-8511 石川県小松市四丁町ヌ 1-3)

^{*2} 正員, 豊田工業大学 工学部 (〒468-8511 愛知県名古屋市中白区久方 2-12-1)

E-mail of corresponding author: jinxing.shi@komatsu-u.ac.jp

との関係を解明するための実験を行い、潜行深度や振動周波数などを考察した（三木他, 2001）. また、ルアーに関する研究では色の選択や重さの影響なども行われている（岡本他, 2001）,（渡邊他, 2008）,（Moraga et al., 2015）,（西大, 丸山, 2017）.

従来のルアー設計では、材質・形状・重さのすべてを設計者の経験や勘で決めており、国内外ともに学術的な研究は極めて少ない. 本研究で設計対象として扱う「バイブレーション」はハードルアーの一種で、ルアーを投げた後に狙うレンジ（水深）に沈めさせ、ただ巻き（単純に巻き取ること）のみでライン（釣り糸）の引張力を受けて狙うレンジに小刻みな振動で魚にアピールする特徴を持ち、ルアーフィッシング中、扱いやすく最も人気がある. ただし、市販のバイブレーションは、振動不足や狙うレンジをコントロールしにくい問題がある. そこで、本研究では、バイブレーションルアーの有限要素法解析モデルを考案し、固有振動問題に対応できるフリーフォルム最適化手法をバイブレーションルアー設計に初めて適用し、これまでのルアー設計手法を大きく変革することにより、劇的な釣果の向上を図る.

近年、コンピュータの性能向上により、理論的に有限要素法解析と数値最適化手法を組み合わせる構造最適化技術が実用段階にある. 構造物の振動問題において、呉と畔上は法法を用いて線形弾性体の固有振動問題（単一振動固有値最大化問題および複数振動固有値移動問題）における形状最適設計手法を開発した（呉, 畔上, 1995）. Allaire と Jouve はレベルセット法を用いて基本周波数（すなわち一次固有周波数）最大化問題について方法論を提案した（Allaire and Jouve, 2005）. 山崎らは機械構造物の振動特性最適化問題（基本周波数最大化問題と高次周波数同定問題）に対して、レベルセット法に基づく新たな最適設計法を開発した（山崎他, 2008）. 一般的に、基本周波数をできるだけ大きな値とすることにより、構造物の高い動的な安定性を得るため、構造物の振動問題における最適化では、基本周波数最大化問題は最も研究されている（Ma et al., 1995）,（吉積他, 2018）,（史他, 2020）. 一方、外力や初期応力は振動固有値に顕著的な影響があるが（de Faria and de Almeida, 2006）、現在まで外力や初期応力を考慮した固有振動問題における最適化の研究は極めて少ない. 本研究で対象とするバイブレーションルアーの固有振動問題では、水圧、流体抵抗力などから生じる初期応力を考慮しなければならないので、初期応力を有する固有振動問題に対する最適設計手法の開発はルアー設計において必要不可欠であると考えている.

そこで、本研究はバイブレーションルアーの形状最適設計問題の第一段階として、初期応力を考慮した 3 次元線形弾性体の基本周波数最大化問題に着目する. 具体的には、外力を受けた 3 次元線形弾性体の基本周波数（1 次固有周波数）最大化問題を扱い、法法（ H^1 勾配法とも言う）に基づくフリーフォルム最適設計手法を開発することにより、鉛製バイブレーションルアーの形状設計へ応用し、水圧と流体抵抗力を受けたバイブレーションルアーの高い動的な安定性を得るための形状最適設計を行う.

2. 設計問題の定式化

まず、本研究は初期応力を考慮した 3 次元線形弾性体の基本周波数最大化問題を着手する. この問題の定式化では、図 1 に示すように全体領域 Ω 、境界 Γ 、変位拘束境界 Γ_0 とする 3 次元線形弾性体（密度 ρ ）は領域変動（設計速度場） V により変動して領域 Ω_s 、境界 Γ_s となるものと仮定する. ただし、 s は領域の変動履歴とする. 外力 P が境界 Γ_p に作用して、それにより初期応力が生じた状態での固有振動問題において、1 次振動固有値（ $\lambda^{(1)}$ ）最大化問題を考える. この最適設計問題は以下のように定めることができる.

$$\text{Find} \quad \Omega_s \text{ and } \Gamma_s \quad (1)$$

$$\text{that minimizes} \quad -\lambda^{(1)} \quad (2)$$

$$\text{subject to} \quad M\left(=\int_{\Omega} \rho d\Omega\right) \leq \hat{M} \quad (3)$$

$$a(u_i^{[0(1)]}, \bar{u}_i^{[0(1)]}) = l(\bar{u}_i^{[0(1)]}), \quad \forall \bar{u}_i^{[0(1)]} \in U \quad (4)$$

$$a(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) + d(u_i^{[0(1)]}, v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) = \lambda^{(1)} b(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}), \quad \forall \bar{v}_i^{(1)} \in U \quad (5)$$

Fig. 1 A three-dimensional linear elastic continuum owing an initial global domain of Ω and its boundary $\Gamma = \partial\Omega$. This boundary undergoes the domain variation (i.e., the design velocity field $\mathbf{V}$) and becomes Γ_s . The notations s and Γ_0 indicate the iteration history of domain variation and the constrained boundary. Surface force $\mathbf{P}$ ($= P_i$) is acted on the boundary Γ_p .

式 (3) は重量制約の式であり，その中に M と $\hat{M}$ はそれぞれ弾性体の重量とその制約値である．式 (4) と式 (5) はそれぞれ構造解析と初期応力を有する固有振動解析の弱形式の支配方程式であり，その中に双一次形式 $a(\bullet, \bullet)$ ， $b(\bullet, \bullet)$ ， $d(\bullet, \bullet, \bullet)$ と一次形式 $l(\bullet)$ はそれぞれ内力，慣性項，初期応力項と外力による仮想仕事を表し，以下の式で示す．

$$a(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) = \int_{\Omega} \sigma_{kl}(\mathbf{v}_i^{(1)}) \varepsilon_{kl}(\bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) d\Omega \quad (6)$$

$$b(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) = \int_{\Omega} \rho \mathbf{v}_i^{(1)} \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)} d\Omega \quad (7)$$

$$d(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) = \int_{\Omega} \sigma_{kl}(\mathbf{u}_i^{[0](1)}) \varepsilon_{ik}(\mathbf{v}_i^{(1)}) \varepsilon_{il}(\bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) d\Omega \quad (8)$$

$$l(\bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) = \int_{\Gamma_p} P_i \bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)} d\Gamma \quad (9)$$

ただし， $\mathbf{u}_i^{[0](1)}$ は初期応力における変位， $\mathbf{v}_i^{(1)}$ は固有振動方程式における変位， $(\bar{\bullet})$ は随伴変位を表している． $\sigma_{ij}(\bullet)$ ， $\varepsilon_{ij}(\bullet)$ は変位における応力とひずみのテンソルで表わす．また， U は変位の拘束条件を満たす許容関数空間とする．

3. 形状勾配関数の導出と形状最適設計システムの構築

3・1 形状勾配関数の導出

本節で Lagrange 未定乗数法と物質導関数法と随伴変数法を適用し，形状勾配関数（すなわち感度関数）を導出する．本設計問題の Lagrange 汎関数は $\bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}$ ， $\bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}$ ， Λ をそれぞれ初期応力の方程式，固有振動方程式，および重量制約に関する Lagrange 乗数として次式のように与えられる．

$$\begin{aligned} L = & -\lambda^{(1)} + \left\{ l(\bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) - a(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) \right\} \\ & + \left\{ \lambda^{(1)} b(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) - a(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) - d(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) \right\} + \Lambda(M - \hat{M}) \end{aligned} \quad (10)$$

なお，領域変動を表す媒介変数 s （時間に相当）に対する Lagrange 乗数の物質導関数 $\dot{L}$ は次式で与えられる．

$$\begin{aligned} \dot{L} = & \dot{\lambda}^{(1)} b(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) + \left\{ l(\bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) - a(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) \right\} \\ & + \left\{ -a(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) - d(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) \right\} + \left\{ \lambda^{(1)} b(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) - a(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) - d(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) \right\} \\ & + \left\{ \lambda^{(1)} b(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) - a(\mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) - d(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) \right\} \\ & - \left\{ a(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}) + d(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) \right\} + \dot{\Lambda}(M - \hat{M}) + l_G(\mathbf{u}_i^{[0](1)}, \bar{\mathbf{u}}_i^{[0](1)}, \mathbf{v}_i^{(1)}, \bar{\mathbf{v}}_i^{(1)}) \end{aligned} \quad (11)$$

Lagrange 汎関数 L の $\bar{u}_i^{[0](1)}$, $\bar{v}_i^{(1)}$, Λ に対する最適性条件は以下のように求められる.

$$a(u_i^{[0](1)}, \bar{u}_i^{[0](1)}) = l(\bar{u}_i^{[0](1)}), \forall \bar{u}_i^{[0](1)} \in U \quad (12)$$

$$\dot{\lambda}^{(1)}(b(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) - \alpha^{(1)}) = 0 \quad (13)$$

$$a(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) + d(u_i^{[0](1)}, v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) = \lambda^{(1)} b(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}), \forall \bar{v}_i^{(1)} \in U \quad (14)$$

$$a(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) + d(u_i^{[0](1)}, v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) = \lambda^{(1)} b(v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}), \forall v_i^{(1)} \in U \quad (15)$$

$$a(u_i^{[0](1)}, \bar{u}_i^{[0](1)}) + d(u_i^{[0](1)}, v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) = 0, \forall u_i^{[0](1)} \in U \quad (16)$$

$$\dot{\Lambda}(M - \hat{M}) = 0 \quad (17)$$

これらの最適性条件により, $v_i^{(1)}$, $\bar{v}_i^{(1)}$, $\lambda^{(1)}$, $u_i^{[0](1)}$, $\bar{u}_i^{[0](1)}$ が決定できる. まず, 式 (12) により, 初期応力解析における変位 $u_i^{[0](1)}$ を決定し, $u_i^{[0](1)}$ を用いて式 (13) ~ (15) を用いることで, 初期応力を考慮した固有振動解析における変位 $v_i^{(1)}$, 随伴変位 $\bar{v}_i^{(1)}$, 及び固有振動値 $\lambda^{(1)}$ を導出させる. 式 (13) は主変位 (固有モード) の正規化条件であり, この式より $v_i^{(1)} = \bar{v}_i^{(1)}$ の準自己随伴関係が成立する. 更に, 求められた $v_i^{(1)}$, $\bar{v}_i^{(1)}$, $\lambda^{(1)}$, $u_i^{[0](1)}$ を用いることで, 式 (16) により初期応力に対応する随伴変位 $\bar{u}_i^{[0](1)}$ を決定させる.

以上のことを考慮すると, 形状勾配関数 $l_G(u_i^{[0](1)}, \bar{u}_i^{[0](1)}, v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)})$ は下記のように導出できる.

$$l_G(u_i^{[0](1)}, \bar{u}_i^{[0](1)}, v_i^{(1)}, \bar{v}_i^{(1)}) = \int_{\Gamma} G^{(1)} V d\Gamma + \int_{\Gamma_p} G_p V d\Gamma + \int_{\Gamma} G_0 V d\Gamma \quad (18)$$

ただし, $G^{(1)}$ は材料の外境界面に関する形状勾配密度関数, G_p は荷重境界面における形状勾配密度関数, G_0 は重量制約に関する形状勾配密度関数を示し, 下記のように表している.

$$G^{(1)} = \lambda^{(1)} \rho v_i^{(1)} \bar{v}_i^{(1)} - \sigma_{kl} (u_i^{[0](1)}) \varepsilon_{kl} (\bar{u}_i^{[0](1)}) - \sigma_{kl} (v_i^{(1)}) \varepsilon_{kl} (\bar{v}_i^{(1)}) - \sigma_{kl} (u_i^{[0](1)}) \varepsilon_{ik} (v_i^{(1)}) \varepsilon_{il} (\bar{v}_i^{(1)}) \quad (19)$$

$$G_p = P_i \varepsilon_{ij} (u_i^{[0](1)}) + \kappa P_i \bar{u}_i^{[0](1)} n_j \quad (20)$$

$$G_0 = \Lambda \quad (21)$$

ただし, κ は平均曲率の 2 倍である.

3・2 重根問題への対応

固有値問題に潜在する重根問題 (Haug and Rousselet, 1980) やそれに伴う固有値の入れ替わり現象に対し, 最終形状へ安定的に収束させるため, 本研究では Shimoda らの最小固有値における重根の判定手法 (Shimoda et al., 2016) を採用し, 変動させる複数の振動固有値が重根と判断された場合, 該当するすべての固有値を目的汎関数に含めることにした. r 次重根はある幅 $[\lambda^{(1)}, \lambda^{(1)} + \delta_l]$ ($r=1, 2, \dots, l$) を持たせて判断することとし, 本研究では $\delta_l = 0.02\lambda^{(1)}$ とする. モード r において重根 (l 個) が認められた場合, $\lambda^{(1)}$ は重根となるモード r の振動固有値 $\lambda^{(r)}$ を用いて次式により得られる.

$$\lambda^{(1)} = \frac{1}{l} \sum_{r=1}^l \lambda^{(r)} \quad (22)$$

これにより, 式 (10) の Lagrange 汎関数 L の $\lambda^{(1)}$ に反映され, 同様の手続きにより, 式 (22) を反映した新たな形状勾配関数 $G^{(1)}$ は次式のように再度導出される.

$$G^{(1)} = \frac{1}{l} \sum_{r=1}^l \{ \lambda^{(r)} \rho v_i^{(r)} \bar{v}_i^{(r)} - \sigma_{kl} (u_i^{[0](r)}) \varepsilon_{kl} (\bar{u}_i^{[0](r)}) - \sigma_{kl} (v_i^{(r)}) \varepsilon_{kl} (\bar{v}_i^{(r)}) - \sigma_{kl} (u_i^{[0](r)}) \varepsilon_{ik} (v_i^{(r)}) \varepsilon_{il} (\bar{v}_i^{(r)}) \} \quad (23)$$

3・3 フリーフォルム最適設計システムの構築

図2に力法（呉，畔上，1995）を利用して構築したフリーフォルム最適設計システムの流れを示す．まずは，外力を受けた3次元線形弾性体の構造解析（式（4））を行い，変位 $\bar{u}_i^{(0)}$ を決定する．続いて，初期荷重を考慮して固有振動解析（式（5））を実行し，変位 $\bar{v}_i^{(1)}$ ，随伴変位 $\bar{v}_i^{(1)}$ ，およびそれに対応する応力とひずみを計算する．次に，構造解析および固有振動解析の結果により，形状勾配密度関数 $G^{(1)}$ と G_p を求める．最後に，力法に基づいて速度場解析を行うことにより，最適な領域変動量を求め，形状更新を行う．重量制約を満たさない場合，形状勾配密度関数 G_0 を求め，もう一度形状更新を行い，重量制約を満たした後，繰り返しへ進む．なお，全体のシステムを自作プログラムで実行し，固有振動解析，随伴解析および速度場解析は汎用有限要素法解析ソルバーを利用した．また，繰り返し計算は目的関数の変化量が設定値以下になった場合，もしくは指定された繰り返し回数に達した場合に終了させる．

Fig. 2 Flowchart of the developed free-form optimization system that implemented by in-house code and FEM code. This system mainly consists of four steps, which are structural analysis, natural frequency analysis, calculation of shape gradient density functions, velocity analysis, and shape updating.

4. 設計例

4・1 片持ち梁

開発したフリーフォルム最適設計システムの有効性と実用性，および初期応力の影響を検証するため，簡易的な片持ち梁を設計例として，形状最適設計を行う．片持ち梁の解析モデル（長さ 100 mm，高さ 20 mm，幅 10 mm）を図3(a)に示し，梁の自由端の中心部に付加質量 4 kg を与えている． X_1 方向に初期荷重 P_1 を自由端に加えている．材料定数は，ヤング率 $E = 200$ GPa，ポアソン比 0.3，密度 7.9×10^3 kg/m³ となる．また，形状最適設計では重量

制約を $\hat{M} = M_0$ と設定している。ただし、 M_0 は初期重量である。速度場解析の境界条件は図 3(b) に示す通り、固定端と自由端および二つの側面を面内変動のみの拘束条件を設定している。

初期荷重の影響を検討するため、 $P_1 = 40 \text{ kN}$ (引張荷重) と $P_1 = -40 \text{ kN}$ (圧縮荷重) を加えた状態における固有振動解析を行い、両方とも図 4 に示すように、1 次振動モードと 2 次振動モードはそれぞれ横曲げと縦曲げのモードになっている。ただし、引張状態 ($P_1 = 40 \text{ kN}$) での振動固有値は 1 次が 161.9, 2 次が 475.3 となる。圧縮状態 ($P_1 = -40 \text{ kN}$) での振動固有値は 1 次が 56.9, 2 次が 374.4 となり、引張状態より顕著的に低いことが分かる。これは幾何剛性マトリクスによる影響であろうと考えられる。

Fig. 3 Design example of a cantilever beam. (a) Analytical model and (b) Velocity analysis. In the structural analysis and natural frequency analysis with initial stress, an axis force is acted on the free end of the cantilever beam. In the velocity analysis, two ends and two sides are set as slid, where two ends are constrained only in the X_1 direction and two sides are constrained only in the X_2 directions.

Fig. 4 The first two natural vibration modes of initial shape of the cantilever beam obtained from the natural frequency analysis considering the initial stress, where (a) and (b) show the vibrational mode 1 and 2, respectively.

開発したフリーフォーム最適設計システムを用いて、図 3 に示す片持ち梁に引張状態 ($P_1 = 40 \text{ kN}$) と圧縮状態 ($P_1 = -40 \text{ kN}$) での形状最適設計を行い、それぞれの最適形状を図 5(a)と(b)に示している。両方とも断面 2 次モーメントの大きい H 型形状が得られていることが分かる。さらに、荷重端付近のフランジ部の形状が凹形状になるが、これは幾何剛性項の影響により、分布的に剛性が強まった影響であると考えられる。図 5(c)と(d)に示す収束履歴により、最終的な 1 次振動固有値の値は $P_1 = 40 \text{ kN}$ で 222.8, $P_1 = -40 \text{ kN}$ で 123.2 となり、重量制約を満たしながら基本振動固有値はそれぞれ 37.6%と 116%の上昇が確認できた。

Fig. 5 Optimal results of the cantilever beam under different external forces. (a) Optimal shape of $P = 40$ kN, (b) Optimal shape of $P = -40$ kN, (c) Iteration history of $P = 40$ kN, and (d) Iteration history of $P = -40$ kN. Under each loading condition, the cantilever beam is optimized to a smooth shape, and the fundamental vibration eigenvalue is enhanced to 1.38 ($P = 40$ kN) and 2.16 ($P = -40$ kN) times as much as its initial value, respectively, while satisfying the mass constraint during the iteration history.

4・2 バイブレーションルアー

本研究で、フリーフォルム最適化手法をバイブレーションルアー設計適用への基礎的検討のため、図6に示すように、鉛製バイブレーションルアーの有限要素モデル（長さ 60 mm、高さ 15 mm、幅 4 mm）を作成し、水深 1 m の水圧および進行方向に 1 N の引張力を節点力（図 6(a)）として解析モデルに加え、3・2 節に構築した形状最適設計システムを利用して形状最適設計を行った。一般的に、バイブレーションルアーの水中運動はある回転軸を中心に周期的な左右揺れ動く振動姿勢を表す。そこで、本研究では固有振動解析を行う際、リアルな振動モードが得られるため、数多く解析条件を検討して固有振動解析の拘束条件を決定した。図 6(b)に拘束条件を示し、予想される振動の回転軸付近の節点を単純支持としている。材料定数（鉛）は、ヤング率 $E = 17.2$ GPa、ポアソン比 0.44、密度 11.337×10^3 kg/m³ と、モデルの初期重量は $M_0 = 31.4$ g、形状最適設計では重量制約を $\hat{M} = M_0$ と設定した。

初期応力を有するバイブレーションルアーの初期モデルにおける固有振動解析を行い、1次振動モードを図7に示しており、拘束した回転軸を中心に周期的な左右振動モードが表れている。また、変形状態を分かりやすくするため、初期モデルの外形の表面要素を黒色であわせて描いている。これにより、バイブレーションルアーにおけるよりリアルな水中運動姿勢が再現できている。最適設計したバイブレーションルアーの結果を図8に示す。図 8(a)に設計したバイブレーションルアーの最適形状を表し、最適設計速度場により面外変動をさせ、対称性を有する滑らかな形状が得られた。最適形状は初期形状より細長くなり、さらに両側に凸が出来た。これは高い振動周波数を得るため、回転軸における断面二次モーメントが低くなる必要であると推察される。図 8(b)に示す収束

履歴により，最適形状の基本振動固有値（1次モード）は指定された200回目に初期形状の2.20倍になっていることが分かる．また，重量制約により，最適形状の重量は30.6 gになった．さらに，最適モデルにおける1次固有振動モードを図9に示し，初期モデルの振動モード（図7）とほぼ同様に拘束した回転軸を中心に周期的な左右振動モードが表れており，リアルなバイブレーションルアーの動作が得られている．

Fig. 6 Design example of a vibration lure. (a) Loading condition and (b) Boundary condition are considered in the structural analysis and natural frequency analysis. Furthermore, the same boundary condition is also adopted in the velocity analysis.

Fig. 7 The 1st vibrational mode of the initial model of the vibration lure, which performs a relative real vibration behavior.

Fig. 8 Optimal results of the vibration lure under external forces. (a) Optimal shape and (b) Iteration history. Considering the given analytical conditions, the vibration lure is optimized to a smooth shape, and the fundamental vibration eigenvalue is enhanced to 2.20 times as much as its initial value, while satisfying the mass constraint during the iteration history.

最後に、比較のため、図 6(a)に示す初期モデルに対し、すべての外力がない場合における形状最適設計も行った。その結果を図 10 に示す。繰り返し数 200 回目において基本振動固有値は初期値の 2.02 倍になり、最適化後の重量は 30.9 g になった。これにより、最適形状は外力を考慮した場合と似ている形状になり、本研究のバイブレーションルアーの最適設計においては、初期応力はより小さいため、その影響は小さかったものと推察される。

本研究で提案した初期応力を有するソリッド構造の基本振動周波数最大化の最適設計手法をバイブレーションルアー設計に応用する関連性について、二つが挙げられる。一つはハードなバイブレーションルアーの固有振動周波数を上げることにより、音が鳴るバイブレーションルアーの周波数が高くなる。もう一つはソフトなバイブレーションルアーの固有振動周波数を上げることにより、ルアーの水中波動が激しくなる。両者ともに、魚に対してアピール力を高くすることが期待できると考えている。

Fig. 9 The 1st vibrational mode of the optimal shape of the vibration lure, which also performs a relative real vibration behavior.

Fig. 10 Optimal results of the vibration lure without external force. (a) Optimal shape and (b) Iteration history. In this case, the vibration lure is optimized to a similar shape as the optimal shape of vibration lure with external forces. The fundamental vibration eigenvalue is enhanced to 2.02 times as much as its initial value, while satisfying the mass constraint during the iteration history.

5. 結 語

本研究では、バイブレーションルアーを設計対象と扱い、その水中振動特性を改善するため、初期応力を考慮した 3 次元線形弾性体の固有振動問題に対するフリーフォーム最適設計手法を提案した。本手法はノンパラメトリック最適化手法である力法に基づいており、基本振動固有値最大化問題を取り上げた。重量制約を考慮して、その設計問題に対する形状勾配関数を理論的に導出し、関数空間の勾配法に適用することにより、初期応力を有する 3 次元構造体の基本振動周波数最大化問題に対する形状最適設計手法を開発した。本手法を鉛製バイブレーション

ショルラーの最適設計へ応用した結果、重量制約を満たしつつ固有振動数の高い、滑らかな最適自由形状が得られた。

ただし、本研究はフリーフォルム最適化手法をバイブレーションラーの形状最適設計に応用した基礎的検討であり、改善点がまだ数多く存在する。今後は、バイブレーションラーの水中にリアルな動きをシミュレーションするために、さらにより正確な拘束条件の検討、初期応力に水圧などの外力を節点力としてラーに加えた固有振動問題ではなく、流体 - 構造連成解析問題（例えば、流体励起振動）を解くことによる感度解析、また、単一材料だけではなく、多種材料（例えば、プラスチックと鉛）で作製したバイブレーションラーの形状設計に対応するフリーフォルム最適化手法の開発などの検討を行っていく予定である。

謝 辞

本研究の一部は JSPS 科研費 JP21K03819 の助成を受けたものです。ここに記して厚く謝意を表します。

文 献

- Allaire, G. and Jouve, F., A level-set method for vibration and multiple loads structural optimization, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 194 (2005), pp. 3269–3290.
- Clarke, S. H., Brownscombe, J. W., Nowell, L., Zolderdo, A. J., Danylchuk, A. J. and Cooke, S. J., Do angler experience and fishing lure characteristics influence welfare outcomes for largemouth bass?, *Fisheries Research*, Vol. 233, No. 105756 (2021).
- 臺田望, 稲田博史, 胡 夫祥, 酒井拓宏, クランクベイトラーの流体力特性に及ぼすリップ縦横比の影響, *日本水産学会誌*, Vol. 68, No. 6 (2002), pp. 843–851.
- 臺田望, 稲田博史, 三木智宏, 兼廣春之, クランクベイトのタイドアイの位置による潜行深度の変化, *日本水産学会誌*, Vol. 65, No. 5 (1999), pp. 839–846.
- de Faria, A. R. and de Almeida, S. F. M., The maximization of fundamental frequency of structures under arbitrary initial stress states, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 65 (2006), pp. 445–460.
- Haug, E. J. and Rousselet, B., Design sensitivity analysis in structural mechanics. II. Eigenvalue variations, *Journal of Structural Mechanics*, Vol. 8 (1980), pp. 161–186.
- Ma, Z. D., Kikuchi, N., Cheng, H. C. and Hagiwara, I., Topology optimization technique for free vibration problems, *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 62 (1995), pp. 200–207.
- 三木智宏, 臺田望, 稲田博史, 酒井拓宏, 兼廣春之, リップ付きハードルラーのボディ形状と潜行運動, *日本水産学会誌*, Vol. 67, No. 1 (2001), pp. 49–57.
- 三浦汀介, FFT 法による擬餌鉤の振動解析, *日本水産学会誌*, Vol. 46, No. 8 (1980), pp. 925–928.
- 三浦汀介, 清水晋, 西山作蔵, ルアー(擬餌鉤)の振動解析, *日本水産学会誌*, Vol. 51, No. 5 (1985), pp. 699–706.
- Moraga, A. D., Wilson, A. D. M. and Cooke, S. J., Does lure colour influence catch per unit effort, fish capture size and hooking injury in angled largemouth bass?, *Fisheries Research*, Vol. 172 (2015), pp. 1–6.
- 西大嵩樹, 丸山敦, ニジマスの採餌応答に見られるルアー色と濁度の交互作用, *魚類学雑誌*, Vol. 64, No. 2 (2017), pp. 113–119.
- 岡本一, 川村軍蔵, 田中淑人, 異なる背景色におけるスズキのルアー色の選択, *日本水産学会誌*, Vol. 67, No. 3 (2001), pp. 449–454.
- 史金星, 下田昌利, 酒井忍, CFRP 板・シェル構造の固有振動問題に対するフリーフォルム最適設計, *日本機械学会論文集*, Vol. 86, No. 891 (2020), DOI: 10.1299/transjsme.20-00128.
- Shimoda, M., Nagano, T., Morimoto, T., Liu, Y. and Shi, J. X., Non-parametric free-form optimal design of frame structures in natural frequency problem, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 117 (2016), pp. 334–345.
- 渡邊鉄也, 笠井泰明, 田中基八郎, ルアーキャスティングの力学 (ルアー重量の影響), *日本機械学会論文集 C 編*, Vol. 74, No. 742 (2008), pp. 1445–1453.
- Wegener, M. G., Schramm, H. L., Neal, J. W. and Gerard, P. D., Effect of fishing effort on catch rate and catchability of largemouth bass in small impoundments, *Fisheries Management and Ecology*, Vol. 25 (2018), pp. 66–76.
- Wilde, G. R., Pope, K. L. and Durham, B. W., Lure-size restrictions in recreational fisheries, *Fisheries*, Vol. 28, No. 6 (2003), pp. 18–26.

吳志強, 畔上秀幸, 固有振動問題における領域最適化解析: 力法によるアプローチ, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 583 (1995), pp. 930–937.

山崎慎太郎, 西脇眞二, 泉井一浩, 吉村允孝, 振動特性を対象としたレベルセット法に基づく機械構造物の最適化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 74, No. 746 (2008), pp. 2442–2451.

吉積果奈, 下田昌利, 史金星, 固有振動問題における異種材料からなる 3 次元複合構造体の界面形状最適設計, 日本機械学会論文集, Vol. 84, No. 857 (2018), DOI: 10.1299/transjsme.17-00367.

References

- Allaire, G. and Jouve, F., A level-set method for vibration and multiple loads structural optimization, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 194 (2005), pp. 3269–3290.
- Clarke, S. H., Brownscombe, J. W., Nowell, L., Zolderdo, A. J., Danylchuk, A. J. and Cooke, S. J., Do angler experience and fishing lure characteristics influence welfare outcomes for largemouth bass?, *Fisheries Research*, Vol. 233, No. 105756 (2021).
- Daida, N., Inada, H., Hu, F. and Sakai, T., Hydrodynamic characteristics of crank bait lure changed by the aspect ratio of the lip, *Nippon Suisan Gakkaishi*, Vol. 68, No. 6 (2002), pp. 843–851 (in Japanese).
- Daida, N., Inada, H., Miki, T. and Kanehiro, H., Retrieving depth of crank bait lure controlled by tied-eye position, *Nippon Suisan Gakkaishi*, Vol. 46, No. 8 (1980), pp. 925–928 (in Japanese).
- de Faria, A. R. and de Almeida, S. F. M., The maximization of fundamental frequency of structures under arbitrary initial stress states, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 65 (2006), pp. 445–460.
- Haug, E. J. and Rousselet, B., Design sensitivity analysis in structural mechanics. II. Eigenvalue variations, *Journal of Structural Mechanics*, Vol. 8 (1980), pp. 161–186.
- Ma, Z. D., Kikuchi, N., Cheng, H. C. and Hagiwara, I., Topology optimization technique for free vibration problems, *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 62 (1995), pp. 200–207.
- Miki, T., Daida, N., Inada, H., Sakai, T. and Kanehiro, H., Diving behavior of lipped hard-lure changed by the body shape in the retrieving process, *Nippon Suisan Gakkaishi*, Vol. 67, No. 1 (2001), pp. 49–57 (in Japanese).
- Miura, T., The use of Fast Fourier Transform for the analysis of the lure vibration, *Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries*, Vol. 46, No. 8 (1980), pp. 925–928 (in Japanese).
- Miura, T., Shimizu, S. and Nishiyama, S., The Analysis of Lure Vibration, *Bulletin of the Japanese Society of Scientific Fisheries*, Vol. 51, No. 5 (1985), pp. 699–706 (in Japanese).
- Moraga, A. D., Wilson, A. D. M. and Cooke, S. J., Does lure colour influence catch per unit effort, fish capture size and hooking injury in angled largemouth bass?, *Fisheries Research*, Vol. 172 (2015), pp. 1–6.
- Nishidai, K. and Maruyama, A., Interacting effects of lure color and turbidity on foraging response by rainbow trout (*Oncorhynchus mykiss*), *Japanese Journal of Ichthyology*, Vol. 64, No. 2 (2017), pp. 113–119 (in Japanese).
- Okamoto, M., Kawamura, G. and Tanaka, Y., Selectivity of Color of Lure by Japanese Sea Bass *Lateolabrax japonicus* under Different Background Colors, *Nippon Suisan Gakkaishi*, Vol. 67, No. 3 (2001), pp. 449–454 (in Japanese).
- Shi, J. X., Shimoda, M. and Sakai, S., Free-form optimization of CFRP plate/shell structures in natural vibration problem, *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol. 86, No. 891 (2020), DOI: 10.1299/transjsme.20-00128.
- Shimoda, M., Nagano, T., Morimoto, T., Liu, Y. and Shi, J. X., Non-parametric free-form optimal design of frame structures in natural frequency problem, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 117 (2016), pp. 334–345.
- Watanabe, T., Kasai, Y. and Tanaka, K., Dynamics of Lure Casting (Influence of Lure Weight), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 74, No. 742 (2008), pp. 1445–1453 (in Japanese).
- Wegener, M. G., Schramm, H. L., Neal, J. W. and Gerard, P. D., Effect of fishing effort on catch rate and catchability of largemouth bass in small impoundments, *Fisheries Management and Ecology*, Vol. 25 (2018), pp. 66–76.
- Wilde, G. R., Pope, K. L. and Durham, B. W., Lure-size restrictions in recreational fisheries, *Fisheries*, Vol. 28, No. 6 (2003), pp. 18–26.
- Wu, Z. C. and Azegami, H., Domain optimization analysis in natural vibration problems: Approach using traction method, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 61, No. 583 (1995), pp. 930–937 (in Japanese).
- Yamasaki, S., Nishiwaki, S., Izui, K. and Yoshimura, M., Structural optimization of mechanical structures targeting vibration characteristics based on the level set method, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.

74, No. 746 (2008), pp. 2442–2451 (in Japanese).

Yoshizumi, K., Shimoda, M. and Shi, J. X., Interface shape optimization of 3D structures composed of dissimilar materials in natural vibration problem, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol. 84, No. 857 (2018), DOI: 10.1299/transjsme.17-00367.