

応答曲面法による CFRP 製ロードバイクフレームの剛性および形状最適化

Optimization of stiffness and shape of CFRP road-bike frame by response surface method

知能機械システム工学コース

機能性材料工学研究室 1215009 杉村 成哉

1. 緒言

炭素繊維にプラスチック樹脂を染み込ませた CFRP は、近年様々な分野で利用されている。ロードバイクフレームにおいても、従来の金属材料と比較して軽量、高剛性なフレームを製造できることからその利用が進んでいる。CFRP 製のフレームの最適化では主に 3D モデルが用いられ、これに対応したソフトウェアも存在する。この手法は、フレームの特定の部分の剛性など、ローカルな構造の最適化に適していて、勾配法や感度法が用いられる。しかし、全体の形状を最適化する場合は、計算時間が増大し、効率的な手法とは言えない。一方で、はりモデルは計算量が少なく概念設計における最適化によく用いられる。しかし、強い異方性を持つ CFRP 構造については、剛性パラメータが複数となるため、はりモデルによる最適化手法はまだ確立されていない。

そこで本研究では、はりモデルと応答曲面法を用いた、CFRP 製ロードバイクフレームの最適設計手法の構築を目指した。

2. 最適化手法

2.1 はりモデルと目的関数

本研究では、既存のロードバイクフレームをもとに図 1 に示すようなはりモデルを作成した。はりモデルの作成には汎用 FEM ソフトウェアの ABAQUS を用いた。また、図 2 に示す 3 種類の負荷条件について、多目的最適化を行った。条件 1 (Front) は前輪方向への伸び変形を、条件 2 (Pedal) はペダル踏み込みによる曲げ・ねじり変形を、条件 3 (Saddle) は搭乗者の自重による 3 点曲げ変形を、それぞれフレームに生じさせた。

本研究では、剛性の評価方法としてひずみエネルギーを用いた。それぞれのひずみエネルギーを $U1$, $U2$, $U3$, 重量を W として、多目的最適化の目的関数を以下の式で表す。

$$F = \sqrt{U1^2 a^2 b^2 + U2^2 (1 - a^2) b^2 + U3^2 (1 - b)^2} \quad (1)$$

ここで、 a , b は重み掃引パラメータであり、変数のオーバー・バーは、オリジナルモデルの値で正規化することを意味する。また、オリジナルモデルの 90% 重量を制約条件とした。

2.2 設計変数

表 1 に、本研究で用いた設計変数範囲を示す。本研究では、Head Tube 以外の、5 部材の積層板の厚み、等価ヤング率とフレーム形状を設計変数とした。せん断剛性も積層構成に依存するが、1 種類の材料の積層角 45° 以下の調和積層の場合は、積層板ヤング率とせん断剛性の関係はほぼ 1 つの曲線で表すことができる。これを用いて、本研究ではせん断剛性をヤング率から計算する従属変数とした。

フレーム形状の最適化は、モデルに割り当てられたはり断面の座標と、ポイントの座標を変更することで行う。本研究では、移動するポイントとして、Seat Tube と Chain Stay の交点にある Pedal Point を選んだ。Pedal Point は y 座標値を変更し、Seat Tube 上を上下に移動する。また、はり断面は、Seat

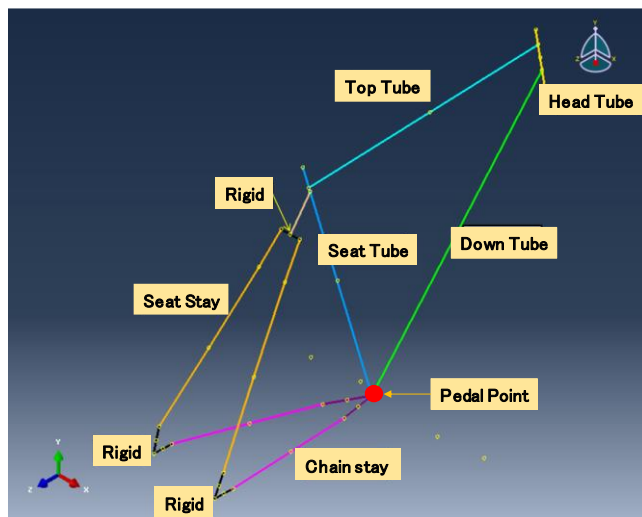


Fig. 1 FEM model of road-bike frame

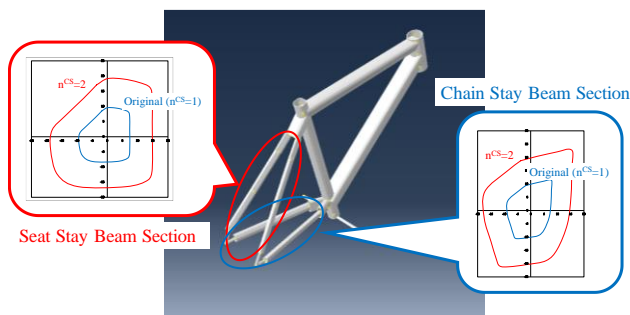


Fig. 2 Magnification of beam sections

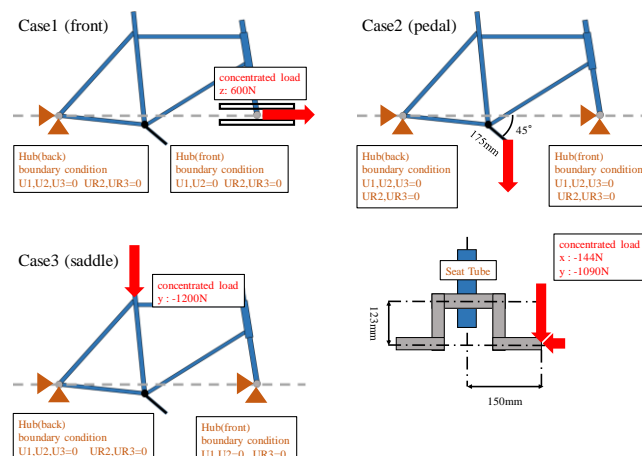


Fig. 3 Condition of loading

Stay と Chain Stay の 2 部材を選び、図 2 に示すように、座標値に倍率をかけることで断面サイズを変更する。

また、設計変数の名称は、物性値に各部材の略称をつけることで表す。例えば、Top Tube のヤング率なら E_{11}^{TT} 、厚みなら t^{TT} である。また、Pedal Point の y 座標値を y^{PP} 、Seat Stay と Chain Stay のはり断面倍率をそれぞれ、 n^{SS} 、 n^{CS} とする。

2.3 CCD と最適化

本研究では、CCD (中心複合計画) によってサンプリング点を決定した。CCD の fraction は 1、スター点までのアームの長さを 8 とした。サンプリング点の数は 4123 となった。

その後、得られたサンプリング点で FEM 解析を行い、解析結果をもとに Mathematica を用いて応答曲面を作成した。さらに微分進化法による非線形大域的最適化を行い、各重みパラメータの組み合わせ (a, b) に対して最適な設計変数を求めた。

3. 結果と考察

3.1 形状最適化

重量 10% 減 (重量比率 0.9) を目標重量とし、3 つの負荷条件でのひずみエネルギーを組み合わせ、重みを 0 から 1 まで変えて最適化を行い、パレート解 (最適解の集合) を求めた。その結果を図 4 に、コンター図として示す。横軸が Front、縦軸が Pedal、コンターが Saddle のひずみエネルギーである。Front の変化の範囲は 310~534mJ、Pedal は 532~3567mJ、Saddle は 13.0~25.6mJ である。図より、解の大半は Front : 370~500mJ、Pedal : 800~1200mJ の範囲に集中している。一方で、Pedal と Saddle のひずみエネルギーを大きくとり、代わりに Front のひずみエネルギーを大幅に減らす解も存在する。また、Saddle は Front や Pedal に比べ、変化の範囲が狭く、パレート解に対して鈍感といえる。

今回の最適化では、各部材の剛性、厚みと最適解にはあまり相関は見られなかった。一方で形状と最適解にはいくつか相関があった。以下に詳細を述べる。

横軸を Front、縦軸を Pedal、コンターを y^{PP} としたコンター図を図 5 に示す。図より、 y^{PP} の値が大きいほど、すなわち、Pedal Point が高い位置にあるほど、Pedal のひずみエネルギーが大きいたことが分かる。また、Front に注目すると、370~500mJ の範囲では、 y^{PP} と目立った相関は見られないが、それより小さいひずみエネルギーでは y^{PP} を大きくすることで、Front を小さくすることができる。ただしこの場合、Pedal の値が大幅に増加してしまう。

横軸を Front、縦軸を Saddle、コンターを n^{SS} としたコンター図を図 6 に示す。図より n^{SS} が増加すると Saddle が減少することが分かる。これは、Saddle 負荷による、Seat Tube の曲げ変形が、Seat Stay の剛性向上により抑えられたためと考えられる。これより、Seat Stay を太くすれば Saddle のひずみエネルギーを減少させられることが分かる。ロードバイクフレームは薄肉構造なので、断面サイズが増加しても、重量はそれほど増加しない。この結果から、Saddle のひずみエネルギーを減らしたい場合には、有効な設計変数といえる。

横軸を Front、縦軸を Pedal、コンターを n^{CS} としたコンター図を図 7 に示す。 n^{CS} が大きいほど Pedal の値が減少する傾向にあることが分かる。これより、Pedal のひずみエネルギーを減らしたい場合には、Chain Stay を太くすれば良いことになる。 n^{CS} も n^{SS} と同様の理由で、断面サイズは重量にそれほど影響しないので、Pedal に対して有効な設計変数といえる。一方で、 n^{CS} が大きいにも関わらず、Pedal が 3000mJ を超えている解がいくつか存在しているが、これは、図 4 で示した y^{PP} の影響が大きいためと考えられる。具体的には、Pedal Point の位置が高すぎると、Chain Stay の断面サイズ変更の効

Table.1 Range of design variables

design variable	minimum	maximum
E_{11}^{TT} (GPa)	102.3	134.9
t^{TT} (mm)	0.56	1.4
E_{11}^{DT} (GPa)	102.3	134.9
t^{DT} (mm)	0.56	1.4
E_{11}^{ST} (GPa)	102.3	134.9
t^{ST} (mm)	0.84	2.52
E_{11}^{SS} (GPa)	102.3	134.9
t^{SS} (mm)	0.56	1.4
E_{11}^{CS} (GPa)	102.3	134.9
t^{CS} (mm)	0.84	2.52
y^{PP}	-74	100
n^{SS}	1	2
n^{CS}	1	2

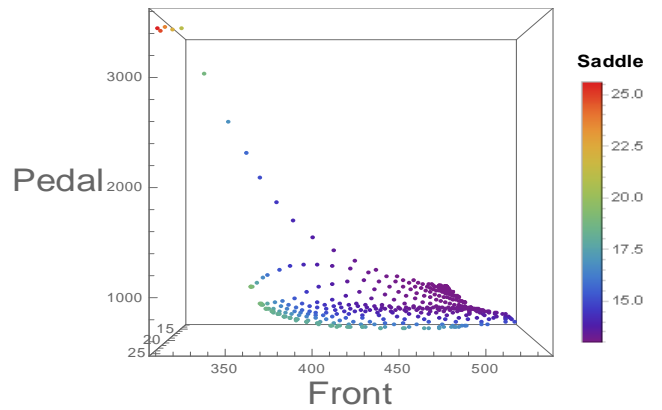


Fig. 4 Pareto solutions of multi objective optimization

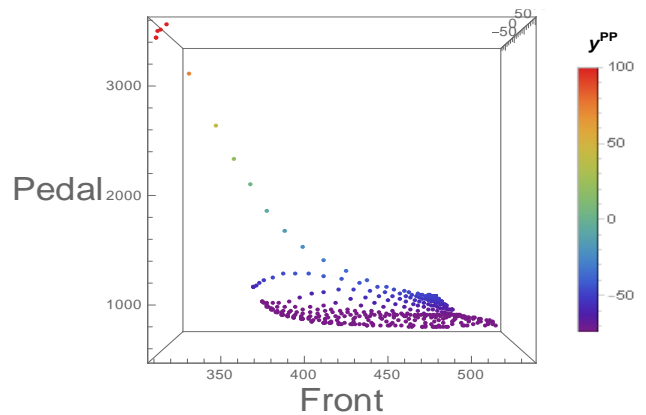


Fig. 5 Pareto solutions (y^{PP})

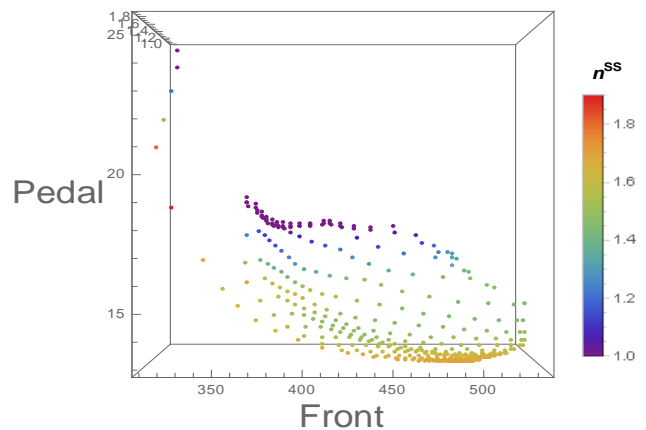


Fig. 6 Pareto solutions (n^{SS})

果が打ち消されてしまう可能性がある。

横軸を Front, 縦軸を Saddle, コンターを n^{CS} としたコンター図を図 8 に示す. n^{CS} の値が大きくなると, Front, Saddle とともにひずみエネルギーが増加しており, Front と Saddle を同時に満たしたい場合は, n^{CS} は小さいほうが良いことが分かる.

3.2 オリジナルモデルと最適化モデルの比較

本研究では, Max-Min 法を用いて, パレート解の中から 1 つの最適解を選択した. 本研究では, 正規化した目的変数の最小二乗和をとることで最適解を求めた. 表 2 にオリジナルモデルと最適化モデルの, 各部材のパラメータの比較を示す.

表より, 剛性は Seat Tube を除く 4 部材で, 設計変数の最大値である 134.9GPa をとることが分かる. 厚みは t^{TT} , t^{DT} , t^{SS} の 3 部材で増加, t^{ST} と t^{CS} の 2 部材で減少となった. y^{PP} はオリジナルモデルと同じ点となり, はり断面は, n^{SS} のみ大きくなる結果となった.

次に, 図 9 に, オリジナルモデルと最適化モデルの, ひずみエネルギーの比較を示す. なお, ひずみエネルギーはオリジナルモデルの値で正規化してある.

図より, すべての荷重条件でひずみエネルギーが減少していることが分かる. Front では 22%, Pedal では 7%, Saddle では 29% のひずみエネルギー減少となった. 図 7 で示したように, Pedal については, n^{CS} を大きくすると, 大きくひずみエネルギーが減少する. Chain Stay をより太くするよう設計変数範囲をとれば, さらにひずみエネルギーを減少させられる可能性がある.

4. 結言

はりモデルを用いた CFRP 製ロードバイクフレームの最適設計スキームを構築し, 剛性と形状の同時最適化を行った. その結果, 重量を 10% 減とする拘束条件下で, 3 つの負荷条件について, すべてのひずみエネルギーを減少させることができた. 今回は Pedal のひずみエネルギーの減少幅が小さかったが, n^{CS} の設計変数範囲次第では, さらなるひずみエネルギーの減少が見込める.

Table.2 Design and objective parameters of original model and optimum solution

design variable	original model	optimum model
Weight (kg)	0.724	0.652
E_{11}^{TT} (GPa)	114.9	134.9
t^{TT} (mm)	0.78	0.97
E_{11}^{DT} (GPa)	124.9	134.9
t^{DT} (mm)	0.9	1.11
E_{11}^{ST} (GPa)	64.7	123.9
t^{ST} (mm)	1.84	1.34
E_{11}^{SS} (GPa)	85.6	134.9
t^{SS} (mm)	0.8	0.84
E_{11}^{CS} (GPa)	82.7	134.9
t^{CS} (mm)	2.14	0.82
y^{PP}	-74	-74

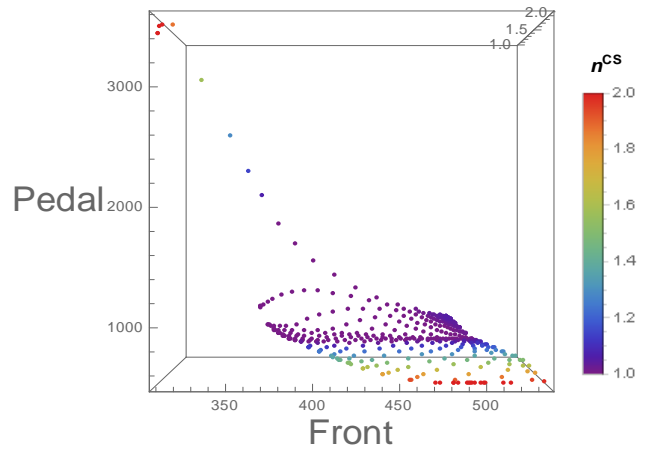


Fig. 7 Pareto solutions (n^{CS} : Front - Pedal)

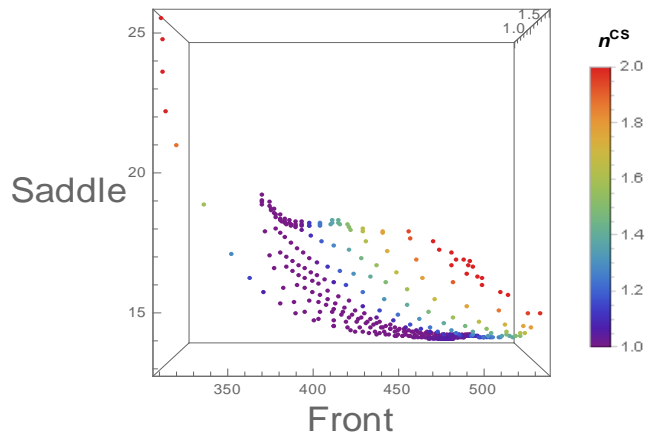


Fig. 8 Pareto solutions (n^{CS} : Front - Saddle)

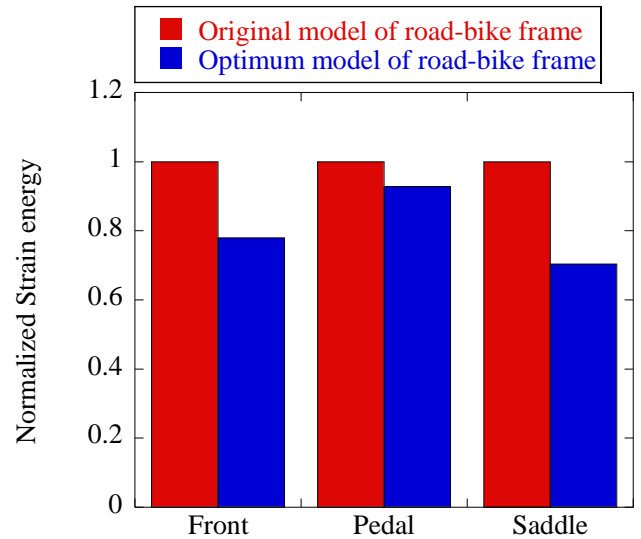


Fig. 9 Normalized strain energy of original model and optimum model