自動線図フェアリングの一手法について

正員 勝 井 辰 博*

A study of automatic hull lines fairing

by Tokihiro Katsui, *Member*

Summary

The present study shows an automatic ship hull form fairing method using an optimization technique. The hull form fairing is carried out by minimizing unfairness function represented with design parameters which define a hull surface form. In the actual hull form fairing task, a fair hull surface is obtained by fairing all cross-sectional curves such as frame lines, water lines and buttock lines. Therefore, in this study, a new unfairness function not for the hull surface but for the cross-sectional curves is defined. This new unfairness function for curves is defined with "Porcupine" distribution which is used as a guidance to detect the unfairness in the actual fairing task. Obtained frame line by minimizing the present unfairness function is fairer than one obtained by minimizing the curve strain energy which is commonly used for unfairness function. The unfairness function for whole hull surface is organized by summing the unfairness function of each cross-sectional curve with a weighting function. The faired hull surface obtained by present method has appropriate fairness for practical use.

1. 結 言

船型フェアリングは、概略の船型設計終了後、船体表面形状が平滑になるように、船型の図面を修正する作業である。この作業は、船体表面形状の非平滑性に起因する推進性能悪化の防止、船体外板の展開図面の円滑な作成、船体外板の曲げ加工の円滑な実施等のために必要不可欠なものとされている。しかし、達成すべき船体表面形状の平滑性に明確な基準が無く、3次元CADの使用が主流となっている船型設計において、未だ熟練技術者の勘と経験に基づいて手作業でおこなわれているのが現状である。このため、船型設計の効率化を阻む一因となっており、また技術伝承の問題も指摘されている。

本研究は、この問題を解決することを目指し、最適化手法を用いた自動船型フェアリングの一手法を示すものである。

最適化手法を用いて曲面フェアリングを行う場合、曲面の非平滑度を曲面形状の関数として定義し、その非平滑度を最小化することによって平滑な曲面を得る。フェアリングの良し悪しはこの非平滑度関数の定義方法に大きく左右されるため、船体表面形状に対して適切な関数を用いる必要がある。これまでにも非平滑度関数はさまざまなものが提案されている。曲面の幾何学的性質に基づいた非平滑度を設定するも

のとしては、例えば、Randoら¹⁾やParkら²⁾のものがある。Randoらはガウス曲率と平均曲率を用いて3種類の非平滑度に関する計量を設定しており曲面の性質に応じてそれらを使い分けて最小化することにより平滑な曲面が得られるとしている。またParkらはガウス曲率の変化率が小さい曲面が平滑な曲面であるとしている。しかし、船体は複合曲面で表されることが多いため、これらのフェアリング手法を船型フェアリングに単純に適用することには難点がある。一方、曲面の物理的性質に着目して非平滑度を定義するものもある。金井ら³⁾は複合多項式曲面に対して曲面のひずみエネルギーに基づいた非平滑度を設定し、曲面パッチ接続点での移動距離に制約を設けることで複合多項式曲面の平滑化が行えるとしている。この手法は増田ら⁴⁾によって船体のフェアリングに適用されている。これに対して、曲面のひずみエネルギーを非平滑度関数とすると、フェアリングによって船体が本来持つべき特徴を損なう可能性があるとの立場から、著者ら⁵⁾はクーンズパッチで生成された船型に対して、船体表面の平均曲率と船体断面曲線の曲率変化に着目した、3種類の非平滑度を定義し、それらを順次最小化することによって船型フェアリングを行う手法を示した。しかし、この手法は手続きが複雑であるという難点があり、現実のフェアリング作業に則した簡便なフェアリング手法の開発が望まれる。

実際のフェアリング作業では、3次元CADで作成された船体の2次元断面曲線(フレームライン、ウォーターライン、バトックライン)上の曲率が各曲線に沿って滑らかに変化していることを確認しながらフェアリングを行っていくことが多い。さらに最終的には各2次元断面曲線群を大型の紙面

* 大阪府立大学大学院工学研究科

に出力し、曲線に沿ってバテンをあてて平滑性を確認する。このような一連の作業を見ると、船体表面の平滑性はそれを構成する2次元断面曲線群の平滑性をもって判断されていると考えられる。したがって、実用的な自動船型フェアリング手法を考える上では、曲面フェアリングにこだわらず、船体の2次元断面曲線群の適切なフェアリングを行うことができればよいと考えられる。船体の2次元曲線群のフェアリング手法としては、Harriesら⁶⁾の研究に代表されるように船体の断面曲線のひずみエネルギー最小化によるものが主流となっている。これに対し、本研究では、先に述べたフェアリング作業の実状に合わせて船体の各2次元断面曲線群の曲率ベクトルの変化に着目した非平滑度関数を新たに定義し、その最小化によって船体のフェアリングを行うことを目指すものである。

2. 船体形状表現手法

本研究では、船体を2次元断面曲線群で表現する。入力データは船体のオフセットデータとプロファイルデータであり、これから3次スプライン曲線によってフレームラインとウォーターラインを生成する。さらにこれらの曲線群からバトックラインの通過点を補間し、3次スプライン曲線でバトックラインを生成する。各2次元断面曲線の端点でのスロープベクトルについては任意の値に設定できる。Fig. 1は上記の方法で生成された肥大船型の船体後半部を示している。

国内で商船設計に広く用いられている3次元船舶CAD、NAPA⁷⁾は船体表面をクーンズパッチ⁸⁾と呼ばれる双3次スプライン曲面の集合で表現する。クーンズパッチは、Fig. 1に示すようなスプライン曲線で構成されたワイヤーメッシュ状の船体から各メッシュ内部を補間することによって連続曲面で船型を表現する。したがって、本研究で用いる船型表現手法は、曲面を用いないものの、実際の3次元船舶CADと高い互換性を有する。

Fig.1 Created wire-mesh hull surface.

3. 自動フェアリング手法

3.1 非平滑度関数

本研究では、2次元断面曲線群が平滑な船体は、曲面としても平滑であるという立場から、船型の各2次元断面曲線に対して適切な非平滑度を定義し、その最小化によってフェアリングの達成を目指す。

実際の船型フェアリング作業において、2次元断面曲線の平滑性判断の指針としてよく利用されているのは、曲線のポキュパインの形状である。ポキュパインとは、曲線に沿った曲率ベクトルの変化を視覚的に捉えるために、曲線上の点からその点での曲率ベクトル(符号はマイナス)を線分で表示したものである。Fig. 2は、ポキュパインを表示した肥大船船尾付近のフレームラインである。ただし、ポキュパインの長さは見やすいように曲率の値よりも大きくしてある。このポキュパインの端点を結ぶ曲線(以後、これをポキュパインラインと呼ぶ。)が滑らかな曲線である場合、その曲線は平滑であると判断され、逆にポキュパインラインが大きく折れ曲がった部分では、非平滑であると判断される。

Fig.2 Curvature distribution along a frame line represented with "Porcupine".

以下にポキュパインラインの形状の表示方法について示す。

船体の各2次元断面曲線は n 個の点($p_i, i=1, \dots, n$)を通る3次スプライン曲線であり、曲線上の点 $q=(q_x, q_y, q_z)$ は、 n 個の通過点を結ぶ直線の長さ t の関数となっている。このとき $t=0$ から $t=t$ までの曲線長 s は

$$s = \int_0^t |\dot{q}| dt \quad (1)$$

$$\text{ただし, } \dot{q} \equiv \frac{dq(t)}{dt}$$

であるから、

$$\frac{ds}{dt} = |\dot{\mathbf{q}}| \quad (2)$$

$$\frac{d^2s}{dt^2} = (\dot{\mathbf{q}} \cdot \ddot{\mathbf{q}}) / |\dot{\mathbf{q}}| \quad (3)$$

$$\text{ただし, } \ddot{\mathbf{q}} \equiv \frac{d^2\mathbf{q}(t)}{dt^2}$$

の関係があり, 曲線 $\mathbf{q}$ の曲線長 s に対する変化率, すなわちスロープベクトルは,

$$\frac{d\mathbf{q}}{ds} = \frac{dt}{ds} \frac{d\mathbf{q}}{dt} = \frac{d\mathbf{q}}{dt} \cdot \frac{ds}{dt} = \dot{\mathbf{q}} / |\dot{\mathbf{q}}| \quad (4)$$

曲率ベクトルは,

$$\frac{d^2\mathbf{q}}{ds^2} = \ddot{\mathbf{q}} / \dot{\mathbf{q}}^2 - (\dot{\mathbf{q}} \cdot \ddot{\mathbf{q}} / \dot{\mathbf{q}}^4) \dot{\mathbf{q}} \quad (5)$$

と表される. ポキュパインライン上の点 $\mathbf{q}_c$ は, 曲線上の点の位置ベクトルにその点での曲率ベクトル(符号はマイナス)を足し合わせたものであるから,

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_c &= \mathbf{q} - \frac{d^2\mathbf{q}}{ds^2} \\ &= \mathbf{q} + (\dot{\mathbf{q}} \cdot \ddot{\mathbf{q}} / \dot{\mathbf{q}}^4) \dot{\mathbf{q}} - \ddot{\mathbf{q}} / \dot{\mathbf{q}}^2 \end{aligned} \quad (6)$$

となる. 曲線 $\mathbf{q}$ は区分的 3 次スプライン曲線, すなわち曲線の隣り合う通過点間で定義された 3 次曲線セグメントの集合であって, その接続点において曲率の連続性が保障されている. しかし, 接続点において曲率の変化率は連続ではなく, その不連続性が大きい曲線ほど“フェア”ではないといえる. 曲率の変化率はポキュパインラインのスロープベクトルと等価であるから, ポキュパインラインの折れ曲がりはこのスロープベクトルの不連続性の大小を測る尺度になっている. したがってポキュパインラインの折れ曲がり角度を曲線の非平滑度として用いることは合理的であると考えられる.

すでに述べたように曲率の変化率の不連続点は曲線セグメントの接続点である, 曲線の通過点上で発生するから, ポキュパインラインの折れ曲がりも同じところで発生する. 曲線の i 番目の通過点, $\mathbf{p}_i$ におけるポキュパインラインの折れ曲がり角 θ_i は Fig. 3 に示すようポキュパインラインのスロープベクトルから容易に求めることができる. 曲線の i 番目および $i+1$ 番目の通過点, $\mathbf{p}_i, \mathbf{p}_{i+1}$ 間の曲線セグメントおよびポキュパインラインをそれぞれ $\mathbf{q}_i, \mathbf{q}_{ci}$ とし, $\mathbf{p}_i$ 上でパラメタ t の値が t_i であるとすれば θ_i は

$$\theta_i = \cos^{-1} \left[\frac{d\mathbf{q}_{ci}(t_i)}{ds} \cdot \frac{d\mathbf{q}_{ci-1}(t_i)}{ds} \cdot \left(\frac{d\mathbf{q}_{ci}(t_i)}{ds} \left\| \frac{d\mathbf{q}_{ci-1}(t_i)}{ds} \right\| \right) \right] \quad (7)$$

と表され, (6)式よりポキュパインラインのスロープベクトルは,

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{q}_{ci}}{ds} &= -\frac{\ddot{\mathbf{q}}_i}{|\dot{\mathbf{q}}_i|^3} + \frac{3\dot{\mathbf{q}}_i \cdot \ddot{\mathbf{q}}_i}{|\dot{\mathbf{q}}_i|^5} \dot{\mathbf{q}}_i \\ &\quad - \left(\frac{4(\dot{\mathbf{q}}_i \cdot \ddot{\mathbf{q}}_i)^2}{|\dot{\mathbf{q}}_i|^7} - \frac{\dot{\mathbf{q}}_i^2 + \dot{\mathbf{q}}_i \cdot \ddot{\mathbf{q}}_i}{|\dot{\mathbf{q}}_i|^5} - \frac{\ddot{\mathbf{q}}_i}{|\dot{\mathbf{q}}_i|} \right) \dot{\mathbf{q}}_i \end{aligned} \quad (8)$$

となる. (7)式で表される, θ_i そのものの総和を非平滑度関数として定義することも考えられるが, 本研究では, 曲線の非平滑度関数 F を以下のように定義する.

$$\begin{aligned} F &= \sum_{i=2}^{n-1} 1 - \cos \theta_i \\ &= \sum_{i=2}^{n-1} 1 - \frac{d\mathbf{q}_{ci}(t_i)}{ds} \cdot \frac{d\mathbf{q}_{ci-1}(t_i)}{ds} \cdot \left(\frac{d\mathbf{q}_{ci}(t_i)}{ds} \left\| \frac{d\mathbf{q}_{ci-1}(t_i)}{ds} \right\| \right) \end{aligned} \quad (9)$$

(7)式の総和を非平滑度と定義すると θ_i の大小に関わらず, 非平滑度関数の θ_i に対する勾配が一定になるため, 例えば θ_i が 90[deg]の部分で 80[deg]に減少させても, 10[deg]の部分で 0[deg]に減少させても非平滑度関数値の減少量は同じである. 一方, (9)式のように非平滑度関数を定義すれば, その θ_i に対する勾配は $\sin \theta_i$ となり, θ_i が小さいところでは 0 に近づき, 90[deg]付近で最大になる. このため θ_i が 90[deg]の部分を 80[deg]に減少させる場合と, 10[deg]の部分で 0[deg]に減少させる場合では, 前者のほうが非平滑度関数値の減少量は遥かに大きい. θ_i が 90[deg]を大きく上回ることは現実的にはほとんどないから, (9)式で定義される非平滑度関数の最小化によってより平滑でない部分を優先的に平滑化する効果が期待できる.

Fig.3 The kinks of the porcupine edge line and the definition of its angle.

3.2 最適化手法

本研究では, 非平滑度関数を最小化するための最適化手法として勾配法の 1 つである逐次 2 次計画法⁹⁾(SQP :

Sequential Quadratic Programming)を用いる. SQP 法は非線形最適化問題に幅広く用いられ, 局所的な最適解を効率よく探索できる手法である. フェアリングは元来, 初期形状に近い平滑な曲面を得ることが目的であるから SQP 法を用いることは適当である. SQP 法では目的関数 F を設計変数 D の局所的 2 次関数で, 制約条件を 1 次関数と近似して部分的 2 次計画問題を解き, 部分問題の解の方向へ直線探索を行って解を更新していく作業を収束条件が満たされるまで繰り返す. ここで示す, 曲線の自動フェアリングは最適化問題としては以下のように定義できる.

- 1) 目的関数: (9)式で表される非平滑度関数
- 2) 設計変数: 曲線を構成する船体のオフセット点の y 座標 (船体長手, 幅, 鉛直方向にそれぞれ x, y, z 軸をとる)
- 3) 制約条件: 許容するオフセット点の移動量をあらかじめ設定した上限以下とする.

3.3 曲線平滑化

(9)式で表される非平滑度関数を SQP 法によって最小化したとき, 曲線がどの程度平滑になるかについて検証を行う. 平滑化の対象としたのは, 肥大船舶尾付近のフレームラインである. 比較対象として, 曲線の歪エネルギーおよび(7)式の総和を最小化したものと比較する.

歪エネルギーの最小化による曲線フェアリングはこれまでにさまざまな研究が行われており, CAD にも実装⁷⁾されている. 曲線の歪エネルギーは曲線の曲率を曲線に沿って積分した値に比例するから, この場合最小化すべき非平滑度関数 F_s は

$$F_s = \int_0^l \left| \frac{d^2 \mathbf{q}}{ds^2} \right|^2 ds \quad (10)$$

$$= \sum_{i=1}^{n-1} \int_{t_i}^{t_{i+1}} \left| \ddot{\mathbf{q}}_i / \dot{\mathbf{q}}_i^2 - \left(\dot{\mathbf{q}}_i \cdot \ddot{\mathbf{q}}_i / \dot{\mathbf{q}}_i^4 \right) \dot{\mathbf{q}}_i \right|^2 |\dot{\mathbf{q}}_i| dt$$

と定義される. (10)式の積分は, 解析的な取り扱いが困難であるため, 数値積分によって求める.

Fig. 4 はフェアリング前後でのフレームラインとポキュパインの比較である. これは船幅は 13.0m, 深さ 10.0m の肥大船舶尾付近のフレームラインであり, 船底から約 5m までが図示されている. 図中の(a)はフェアリング前の形状である. これを初期形状とし, 船底から 0.5m 間隔のオフセット点の幅方向の許容移動量を 0.1m 以下とする制約条件の下, 非平滑度関数(10)式を最小化したものが(b), (7)式の総和を最小化したものが(c), (9)式を最小化したものが(d)である. これを見ても分かるように, (b), (c), (d)いずれも初期形状に比べて, ポキュパインラインの折れ曲がりが増え平滑化が達成されているが, 本研究の手法(d)は(b)に比べて, ポキュパイン

が滑らかに変化することを平滑性の基準とすれば, 平滑性が高いと判断できる. また(c)と比較しても, (c)の丸で囲まれた部分にはポキュパインラインの大きな折れ曲がりが残っているのに対して, (d)の折れ曲がり小さい. これは 3.1 節で示したように(9)式の非平滑度関数は, より平滑でない部分を優先的に平滑化する効果があることを示している.

Fig. 4 Comparison of porcupine distribution along a frame line before and after fairing. (a) Original form (b) Minimize the strain energy (c) Minimize summation of eq. (7) (d) Present method)

4. 船体の自動フェアリング

4.1 3次元船体に対する非平滑度関数

3次元船体が平滑であるためには, それを構成するすべての 2 次元断面図曲線が平滑である必要がある. したがって, 単純には船体のすべての 2 次元断面曲線に対して, (9)式で表される曲線の非平滑度関数を計算し, その和を非平滑度関数とすることが考えられる. しかし, フレームライン同士, ウォーターライン同士はおおの独立であるが, フレームライン, ウォーターライン, バトックラインはそれぞれ従属関係にあり, かつ, 単純にフレームラインのみを平滑化しようとすれば, 逆にウォーターラインは非平滑になるといったトレードオフの関係になっていることも多い. すなわち, 3次元船体の平滑化は, フレームライン群, ウォーターライン群, バトックライン群を平滑化する多目的最適化として捉える必要がある. また, それぞれの曲線群は曲率の値が大きく異なるため, その特性を考慮する必要がある. このような観点から本研究では, 重み関数を導入し以下のように 3次元船体の非平滑度関数を定義する.

$$F = \sum_{j=1}^{N_f} w_{fj} F_{fj} + \sum_{j=1}^{N_w} w_{wj} F_{wj} + \sum_{j=1}^{N_b} w_{bj} F_{bj} \quad (11)$$

(11)式中の F_f , F_w , F_b はそれぞれ(9)式で定義されるフレームライン, ウォーターライン, バトックラインの非平滑度関数, N_f, N_w, N_b は平滑化するフレームライン, ウォーターライン, バトックラインの数, w_f, w_w, w_b はそれぞれの曲線に対する非平滑度関数の重み関数である. 重み関数はユーザーが平滑化する船体形状の特性に応じて自由に設定できるものであるが, 一般的には曲率の値が他に比べて小さいウォーターラインは大きな値を設定する必要がある. また, 非平滑性が大きな曲線, 部位には大きい値を設定することでその部位を重点的に平滑化できる.

4.2 対象船型と計算条件

自動フェアリングの実施対象とした船型は, Fig.5 に示す, 幅 13m, 深さ 10m の肥大船型船尾船底部である. フラットサイド, フラットボトム, 船尾プロファイルについては形状変更の対象とはせず, Fig.5 の図中の黒丸で示したオフセット点を移動可能な点, すなわち設計変数とする.

非平滑度関数(11)式の計算に含めた曲線群は, Fig.5 中の船尾から 9 番目までのフレームライン, 船底から 14 番目までのウォーターラインおよびすべてのバトックラインである.

形状変更に対する制約としては, 設計変数であるオフセット点の幅方向の移動距離を 0.05m 以下にする条件を課した. 実用上は, 船体の排水量, 幅などにさまざまな制約条件が課された中でフェアリングを行う必要があるが, 本研究で用いている最適化手法の逐次 2 次計画法は, 設計変数によって表される任意の関数に対して等号および不等号制約条件を課することができる. 船体の排水量や幅は設計変数であるオフセット点の座標によって表されるから, 排水量に上下限を設けたり, 最大あるいは最小幅を設定したりすることは可能である.

Fig.5 Offset points used for design parameters.

4.3 計算結果と考察

4.2 節で示した計算条件の下, 非平滑度関数(11)式の重み関数をそれぞれ, $w_f=1.0$, $w_w=10.0$, $w_b=1.0$ として非平滑度関数の最小化によるフェアリングを実施した結果を Fig.6 に示

(a) Frame line (Before fairing)

(b) Frame line (After fairing)

(c) Water lines (before fairing)

(d) Water lines (after fairing)

Fig.6 Comparison of porcupine distribution between before and after fairing. ($w_f=1.0$, $w_w=10.0$, $w_b=1.0$)

す. Fig.6にはフェアリング前後のフレームライン, ウォーターライン, バトックラインのポキュパインの比較を示している. これを見るとフェアリング前後でフレームラインとバトックラインのポキュパインラインの折れ曲がりにはフェアリングを実施したすべての部位において大幅に減少し, 平滑な曲線になっていることが分かる. 一方, ウォーターラインのポキュパインを見ると, ポキュパインラインの折れ曲がりの有意な減少は見られない. むしろ Fig.6(d)の丸で囲んだ部分ではフェアリング前よりも平滑性が悪化している. これは, ウォーターラインの曲率が端部を除きフレームやバトックラインと比べて小さいため, ウォーターラインの平滑性を多少犠牲にしても, フレームおよびバトックラインの平滑性を向上させることで非平滑度関数の値が減少したためと考えられる. 図中のウォーターラインのポキュパインは他の曲線よりも拡大表示し, ポキュパインラインの小さな折れ曲がりを認識できるように配慮してあるため, 実際はフレームやバトックラインに比べて平滑性が低いわけではない. しかし, 曲率が小さな曲線ほどむしろ高い平滑性が求められる.

そこで, ウォーターラインをより重点的に平滑にするために, 重み関数を $w_f=1.0$, $w_w=100.0$, $w_b=1.0$ としてフェアリングを実施した結果を Fig.7 に示す. Fig.7(b)のウォーターラインのポキュパインを見ると Fig.6(d)の丸で囲んだ部分に現れてい

Fig.7 Porcupine distribution after fairing. ($w_f=1.0$, $w_w=100.0$, $w_b=1.0$)

たポキュパインラインの折れ曲がりは消え, また初期形状の Fig.6(c)と比べても, Fig.7(b)内の丸で囲んだ部分では, ポキュパインラインの折れ曲がりが消えた平滑な曲線になっていることが分かる. 一方, Fig.7(a), (c)のフレームラインとバトックラインのポキュパインは, Fig.6(b), (f)に示した $w_w=10.0$ のときの結果に比べて, 丸で囲んだ船尾船底付近のポキュパインラインの折れ曲がりが大きくなっていることが分かる. しかしその部位を除けば, $w_w=10.0$ のときの結果と比べて平滑性に遜色はなく, 全体として初期形状に比べて大幅に平滑化を達成していると思われる.

このように, それぞれの断面曲線群の平滑性はトレードオフの関係にあり, どの部位を重点的に平滑化するかについて

は、ユーザーが判断し、設計変数、制約条件および重み関数を調整することによって船型の特性に応じたフェアリングの実施が可能であると考えられる。

4.4 重み関数の影響

前節に示したフェアリングの実施例からも分かるように、非平滑度関数の重み関数の設定値によってフェアリング結果は異なる。さまざまな船種や初期形状の異なる船型に対応するためには、この程度の自由度を設ける必要はあると考えられるが、ユーザーの視点から考えると、重み関数の設定値にある程度の目安があることが望ましい。そこで、前節に示した船型に対して、重み関数を系統的に変化させてフェアリングを実施し、重み関数の違いによって、フェアリング後のフレームライン、ウォーターライン、バトックライン(本節中以下、FL, WL, BL)の非平滑度関数がどのように変化するかについて調査を行った。FLの重み関数は1.0で固定しWL, BLの重み関数については非平滑度関数値の大きさを勘案して、それぞれ1.0~100.0, 0.1~2.0の間で変化させた。

Table 1は、フェアリング前のFL, WL, BLの非平滑度関数の平均値(1曲線あたりの値)を示している。FL, WL, BLの非平滑度関数の平均値は大きく異なり、最も大きな値となるBLはFLの約2倍、WLの100倍以上になる。

Table 2はフェアリング後のFL, WL, BLの非平滑度関数の平均値である。Table 2の第1段目に記載された、重み関数(w_f, w_w, w_b)が(1,0,0), (0,1,0), (0,0,1)となっている結果はFL, WL, BLのみのフェアリングを行ったことに相当するから、このときのフェアリング後の非平滑度関数の値(Table 2の第1段目の太線で囲まれた値)は、FL, WL, BLの非平滑度関数の下限値と考えることができる。

Fig. 8は、各重み関数に対してフェアリングを実施した後のFL, WL, BLの非平滑度関数値の初期値に対する比率を図示したものである。図中の点線は上述のFL, WL, BLの非平滑度関数の下限値を示している。したがって、フェアリング後のFL, WL, BLの非平滑度関数がバランスよく、図中の点線に近くなるような重み関数を選択することが適切である。Fig. 8から分かるように非平滑度関数の減少率が最も大きいのはFLであり、最も小さいのはWLである。Fig. 8(a), (b)を見るとFL, WLの非平滑度はそれ自身の重み関数が相対的に大きくなるほど下限値に近づいていくことが分かる。ただし、WLは非平滑度の値が他に比べて極端に小さいため、自身の重み関数 w_w を50程度まで大きくし、かつBLの重み関数 w_b を1以下に抑えないとWLの非平滑度の減少率は限定的である。Fig. 8(c)のBLの非平滑度についても概ね、それ自身の重み関数が相対的に大きくなるほど下限値に近づいていくというFL, WLと同様の傾向が見られるが、(w_f, w_w, w_b)=(1,10,0.1), (1,100,0.5)のときはその傾向からはずれ、非平

Table 1 Initial mean value of unfairness functions.

$\Sigma F_f/N_f$	1.252E+00
$\Sigma F_w/N_w$	2.307E-02
$\Sigma F_b/N_b$	2.829E+00

Table 2 Optimal mean value of unfairness functions corresponding to various sets of weight functions.

	(w_f, w_w, w_b)		
	(1,0,0)	(0,1,0)	(0,0,1)
$\Sigma F_f/N_f$	1.737E-01	3.076E+00	7.865E+00
$\Sigma F_w/N_w$	2.378E-02	1.120E-02	3.717E-02
$\Sigma F_b/N_b$	2.759E+00	3.419E+00	1.035E+00

	(w_f, w_w, w_b)			
	(1,1,0.1)	(1,1,0.5)	(1,1,1)	(1,1,2)
$\Sigma F_f/N_f$	2.219E-01	3.108E-01	3.390E-01	3.790E-01
$\Sigma F_w/N_w$	1.584E-02	1.791E-02	1.822E-02	1.862E-02
$\Sigma F_b/N_b$	1.585E+00	1.246E+00	1.181E+00	1.142E+00

	(w_f, w_w, w_b)			
	(1,10,0.1)	(1,10,0.5)	(1,10,1)	(1,10,2)
$\Sigma F_f/N_f$	2.271E-01	3.124E-01	3.390E-01	4.233E-01
$\Sigma F_w/N_w$	1.550E-02	1.628E-02	1.685E-02	1.826E-02
$\Sigma F_b/N_b$	1.250E+00	1.276E+00	1.209E+00	1.263E+00

	(w_f, w_w, w_b)			
	(1,50,0.1)	(1,50,0.5)	(1,50,1)	(1,50,2)
$\Sigma F_f/N_f$	3.429E-01	3.916E-01	3.830E-01	4.361E-01
$\Sigma F_w/N_w$	1.179E-02	1.301E-02	1.375E-02	1.571E-02
$\Sigma F_b/N_b$	1.789E+00	1.441E+00	1.325E+00	1.314E+00

	(w_f, w_w, w_b)			
	(1,100,0.1)	(1,100,0.5)	(1,100,1)	(1,100,2)
$\Sigma F_f/N_f$	3.571E-01	3.949E-01	4.208E-01	4.643E-01
$\Sigma F_w/N_w$	1.166E-02	1.197E-02	1.268E-02	1.444E-02
$\Sigma F_b/N_b$	1.879E+00	1.230E+00	1.440E+00	1.407E+00

滑度関数の値は相対的に小さくなっている。このような結果が表れるのは、設計変数と非平滑度関数の関係がFL, WLとBLでは異なるためではないかと推察される。設計変数である、1つのオフセット点の幅方向の移動は、FLとWLに対してはその点を通る各1本ずつのライン形状を変化させるだけであるが、BLに対しては近隣の複数のラインに影響が出る。すなわち設計変数とBLの非平滑度関数の関係はより複雑であり、設計変数が非常に多いフェアリングの問題では、局所最適解が多数存在することが予想される。本研究で採用している最適化アルゴリズムは勾配法に基づくものである

Fig. 8 Reduction rate of unfairness functions corresponding to various sets of weight functions.

ため、特に BL に対して、最適化の過程でよりよい局所最適解を探索できることもあれば、できないこともあったのではないかと推察する。このことは、「フェアリングは担当者によって結果が異なる」という一般論から考えても矛盾はなく、また最もよい最適解を探索できないからといって船体の平滑化が達成されないわけではない。この傾向から外れる 2 ケースを除くと BL に関しては、極端に重み関数を小さくしなければ、概ね非平滑度関数が下限値に近い解が得られてい

ると言える。

以上から考えると、FL, WL, BL の非平滑度の初期値の平均を計算し、それらに重み関数を乗じたときに互いが平衡する程度の重み関数を用いれば、概ねバランスの取れたフェアリングができていると判断できる。今回のケースであれば、 $(w_f, w_w, w_b)=(1, 50, 0.5)$ がそれにあたる。ただし、これはあくまで目安であって、ユーザーが対象船型から判断して曲線ごと、あるいは部位ごとに重み関数を調整することで、より精度の高いフェアリングが実施できると考えられる。

5. 結 言

本研究は、船型フェアリングの自動化を目標とし、最適化手法を用いた船型フェアリングの一手法を示したものである。フェアリングは船体表面形状の非平滑度を形状パラメタの関数として数値化し、それを最小化する形状パラメタを求めることによって達成される。

フェアリングは船体表面、すなわち曲面を平滑化する作業であるが、実際のフェアリングの作業では船体の 2 次元断面曲線群(フレームライン、ウォーターライン、バトックライン)をそれぞれ平滑化することによって平滑な船体表面形状を得ているという状況を踏まえて、新たな曲線の非平滑度関数を定義した。この非平滑度関数は、CAD を用いた船型フェアリングにおいて曲線の平滑性の指針としてよく用いられているポキュパインに着目したもので、曲率の変化率が不連続になる点でのポキュパインの折れ曲がり角度を用いて定義されている。この非平滑度関数を最小化することによって得られる曲線は、曲線の非平滑度関数としてよく用いられてきた、歪エネルギーを最小化したときに得られる曲線に比べて、高い平滑性を有するという結果が得られた。

船体の各 2 次元断面曲線群の非平滑度関数に重み関数を乗じて足し合わせることによって船体全体の非平滑度関数を定義し、それを最小化することによってフェアリングを実施した。その結果、初期形状に比べて、非平滑性が大幅に減少した船体形状が得られることが分かった。

船体の非平滑度関数は、断面曲線ごとに設定された重み関数を調整することによって、重点的に平滑化を行う部位を設定することができ、船体形状の特性や初期形状が異なる場合でも柔軟に対応できることが予想される。

今後は、一般にフェアリングが困難であるといわれるフラットサイドの境界線、フラットボトム、船首尾プロファイルなど、端点近傍での取り扱い、曲面としての平滑性の評価などを実施する予定である。

参 考 文 献

- 1) T. Rando and J. A. Roulier : Designing faired parametric surfaces, Computer-Aided Design, Vol. 23, No. 7, pp.492-497, 1991.
 - 2) S. Park and K. Lee : Fairing B-spline surfaces using optimization technique, Proceedings of 6th International Conference on Engineering Computer Graphics and Descriptive Geometry, pp. 209-213, ASEE, 1994.
 - 3) 金井崇, 山口泰, 鈴木宏正, 木村文彦 : 拘束条件下での B スプライン曲面の平滑化手法, 1996 年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集.
 - 4) 増田宏, 大和裕幸, 古川慈之 : 船型設計における高品質な曲面生成手法に関する研究, 日本造船学会論文集, 第 187 号, pp.309-319, 2000.
 - 5) 勝井辰博, 乗貞光志 : 船型フェアリング自動化に関する基礎的研究, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 2 号, pp.161-168, 2005.
 - 6) S. Harries, H. Nowacki : Form parameter approach to the design of fair hull shapes, Proc. of 10th international conference on computer applications in shipbuilding, 1999.
 - 7) <http://www.napa.fi/>
 - 8) 山口富士夫: コンピュータディスプレイによる図形処理工学, 日刊工業新聞社, 1981.
 - 9) 茨木俊秀, 福島雅夫 : FORTRAN77 最適化プログラミング, 岩波書店, 1991.
-