円筒型潜水船構造最適設計を支援する エキスパートシステムに関する研究

正員 大坪 英 臣* 北 村 充*
正員 森 鼻 英 征** 正員 清 水 洋***

A Study of an Expert System for Optimum Structural Design of a Cylindrical Shell Type Submersible

by Hideomi Ohtsubo, *Member* Mitsuru Kitamura
Hideyuki Morihana, *Member* Yo Shimizu, *Member*

Summary

An object-oriented expert system, aiding in the structural design of semi-submersibles, particularly those constructed with ring-stiffened shells subjected to external pressure, is studied in this paper. A ring-stiffened shell must have enough structural strength to avoid collapse. On the other hand, there are some requirements such as minimal weight and minimal construction cost. Since the two above-mentioned requirements are mutually opposing, an optimal design technique must be considered. In this study, a sensitivity analysis is implemented inside of the expert system to achieve an optimal design.

The developed expert system is basically written in *Uti-LISP* and implemented on an *EWS*. A ring-stiffened shell is designed by this system using the same requirements that were used in the design of an actual submersible. Total construction cost and weight of the submersible designed by this expert system and that of the real submersible are compared here.

1. 緒 言

人工知能の一つの応用として、エキスパートシステムが近年脚光を浴びている。エキスパートシステムは、ある特定の分野における専門家の知識をコンピュータ上に蓄え、その問題に応じた解決法や助言を専門家にならって提供する処理システムである。この研究の先駆的な例として、医療の診断と治療に関するコンサルテーション・システム、微積分やテイラー展開などの数式処理システムはよく知られている。また近年、工学の分野では設計や有限要素解析を支援するエキスパートシステムの研究・開発が試みられて来た^{1,2,3,4)}。

本論文では、潜水船のうち耐圧補強円筒殻構造の設計を取り扱う。すなわち、板厚やフレームスペースなどのさまざまな設計変数を決定し、強度を確保しながら最も軽く、最も製造費用の低い耐圧補強円筒殻の設計を支援するエキスパートシステムの構築を試みる。エキスパートシステム

は、開発期間の短縮、安定した製品の開発、コストの削減という常に設計に課されている命題を遂行するための、大きな援助となる。

今まで研究されてきた設計型エキスパートシステムは、「設計が目的関数や制約条件を満たすようにするために、何度も設計変数を修正し再設計を繰り返す」という、試行錯誤的な設計を行わなければならなかった。そのようなシステムでは、よりよい設計とするための設計変数の変更・決定は設計者の勘や経験に頼らざるを得ない。しかし、「自動化」を目標とするエキスパートシステムでは、設計の善し悪しが設計者の器量に委ねられてはならない。再設計の際、「どの設計変数をどのくらいの値にすれば良いか」という指針が得られれば、設計は非常に楽になる。本研究では、その手法として感度解析の導入を試みる。目的関数に対する設計変数の感度を調べることで、設計変数を変更したときの目的関数の修正量が定量的に把握できる。また、制約条件を満足できる設計変数の変更可能範囲の予測に対して、この感度解析を応用することを考える。さらに、システム実行時に耐圧補強円筒殻の設計状況を容易に把握できるように、設計変数の変更に伴って刻々変化する目的関数の値、制約条件に対する過不足、補強円筒殻の断面図をリ

* 東京大学工学部船舶海洋工学科

** 三菱重工(株)神戸造船所

*** 東京大学工学系大学院

アルタイムで表示するグラフィック機能の検討も行い、設計者を満足させる設計型エキスパートシステムの構築を図る。

2. 耐圧補強円筒殻

耐圧補強円筒殻の圧壊は、補強フレーム間における圧壊（胴板圧壊）と補強フレームを含む円筒殻全体の圧壊（全体圧壊）の2つが考えられる。ここでは、本研究で採用された耐圧補強円筒殻の強度計算の概要について述べる^{5,6,7,8,9)}。

2.1 フレーム間の非弾性座屈

円筒殻の胴板座屈に対して、徳川、Windenburg, Biljaard, Ilyushin, Stowell, Gerard 等の研究があるが、本研究では以下に示される Reynolds の式⁷⁾を用いることにする。環状補強された円筒殻において環状フレーム付近は高い応力により塑性域に達していると考えられる。Reynolds は環状フレーム接合部において単純支持として扱うことにより、環状強化された円筒殻の非弾性座屈に対して次の座屈モードを仮定した。

$$w(x, s) = a \sin ks \sin \lambda x \quad (1)$$

ここに $k = n/R_m$, $\lambda = m\pi/L$ であり、 m と n は、それぞれ、軸方向の座屈の半波の数と周方向の座屈波数である。 R_m と L はそれぞれ胴板板厚中心半径とフリースパンであり、また、 x と s は軸方向座標および周方向座標である。この座屈モードを半径方向変位 w 表現の平衡条件に代入することにより、以下の塑性座屈圧力 p_k が作られる。

$$p_k = \frac{2f_p D \lambda^2 \frac{E_t}{E_s} \left\{ 1 + C \phi \left[1 + \frac{\phi}{2} + \frac{3}{4} C \phi^2 \left(1 - \frac{\phi}{4} \right) \right] \right\} + 2 \frac{E_s t_s f_p \phi^4}{R_m^2 \lambda^2}}{R_m \phi \left[1 - \phi(1 - f_p) \right] \left[1 + \frac{3}{4} C \phi^2 \right]} \quad (2)$$

ここで、

$$\phi = \frac{\lambda^2}{\lambda^2 + k^2} = \frac{1}{1 + \left(\frac{nL}{m\pi R_m} \right)^2} \quad (3)$$

$$f_p = \frac{p R_m}{2N_s} = \frac{\sigma_x}{\sigma_s} \quad (4)$$

$$C = \frac{E_s}{E_t} - 1 \quad (5)$$

上式中、 D , E_t , E_s はそれぞれ曲げ剛性、接線係数、割線係数である。また、 t_s は胴板板厚である。(2)式は波数のパラメータ、 m と n により、塑性座屈圧力を表している。この p_k を最小にするように正の整数 m と n を決定すればよい。しかし、 E_t と E_s は応力の関数であり、さらに、応力は圧力の関数であるため、上式を一義的に最小にすることはできない。ここで、 E_t , E_s は次の相当応力の関数とする。

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_s^2 - \sigma_x \sigma_s} \quad (6)$$

円筒殻に加わる圧力 (p) と円筒殻の応力 (σ_x と σ_s) には次

の関係がある。

$$\sigma_x = \frac{p R_m}{2t_s} \quad (7)$$

$$\sigma_s = \frac{p R_m g_p}{2t_s} \quad (8)$$

ここで、 g_p , β_p および β'_p は次式により定義される。

$$g_p = 2 \left[1 - \frac{\frac{3}{4} \frac{A}{L t_s} \left(\beta'_p - \frac{1}{2} \beta_p \right)}{\frac{1}{2} \beta_p \frac{A + b t_s}{L t_s} + 1} \right] \quad (9)$$

$$\beta_p = \theta_p \left[\frac{\sinh \theta_p + \sin \theta_p}{\cosh \theta_p - \cos \theta_p} \right] \quad (10)$$

$$\beta'_p = \frac{\theta_p}{2} \left[\frac{\sinh \theta_p/2 + \sin \theta_p/2}{\cosh \theta_p/2 - \cos \theta_p/2} \right] \quad (11)$$

$$\theta_p = \frac{(2.25)^{1/4} L}{\sqrt{R_m t_s}} \quad (12)$$

上式中、 A , b , L_f および L は、フレームの断面積、有効幅、フレームスペースおよびフレームスペースから取り合っているフレーム幅を除いた長さである。従って、(6)～(8)式より相当応力 σ_i は次のように外圧 p の関数となる。

$$\sigma_i = \frac{p R_m}{2t_s} \sqrt{g_p^2 - g_p + 1} \quad (13)$$

この相当応力と使用材料に合った応力-ひずみ曲線を用いて E , E_t および E_s を得、(2)式より胴板圧壊圧力 p_k を求める。

2.2 全体座屈

全体圧壊圧力 p_g に関して、徳川、島本、本間、山本、Bryant, Kendric, Kaminsky 等の研究があるが、本研究では、次の弾塑性領域まで考慮した Lunchick の式⁸⁾を使用する。

$$p_g = \frac{E_s t_s}{R_m} \left\{ \frac{\lambda^4}{\left(n^2 - 1 + \frac{\lambda^2}{2} \right) (n^2 + \lambda^2)^2 \left[1 - \frac{3}{4} \left(1 - \frac{E_s}{E_t} \right) \frac{\lambda^4}{(n^2 + \lambda^2)^2} \right]} + (n^2 - 1) \frac{E_t I_e}{R_m^3 L_f} \right\} \quad (14)$$

ここで、 $\lambda = \pi R_m / L_b$ であり、 L_b と I_e はそれぞれ区画長と有効幅を含むフレームの断面2次モーメントである。前述の胴板圧壊圧力と同様に、 σ_i , E_t と E_s を求めながら反復計算を繰り返し、上式を最小にすることにより全体圧壊圧力を求める。

2.3 設計条件、制約条件と最適設計

潜水船構造設計における設計条件として、使用圧力、耐圧円筒殻外径、耐圧円筒殻全長、使用材料、安全率等がある。これら設計条件を基に設計された耐圧補強円筒殻は十分な強度を有さなければならない。その判定として以下の強度的な制約条件を満たす必要がある。

- 1) 胴板圧壊圧力と全体圧壊圧力が使用圧力に安全率を乗じたものより大きい。

- 2) 以下に示す各部の応力は使用材料の降伏応力に基づいて設定された許容応力よりも小さい。

- フレーム間中央における胴板外面周方向応力
胴板外面軸方向応力
胴板内面軸方向応力
胴板内面周方向応力
- フレーム接合部における胴板内面周方向応力
胴板外面周方向応力
胴板外面軸方向応力
胴板内面軸方向応力
- フレームフランジ外面における応力

潜水船のフレームの横倒れ座屈については、ウェブの高さと板厚の比、フランジとウェブの板厚比、フランジの幅とウェブの高さの比などに制約条件を設けて防止しているが、通常は配置上の制約（あまり高いフレームを船内側に設けると内部の有効スペースが減少する）によって自動的に満足される。本システムでこのような制約条件を逐一与えることも可能ではあるが、最も重要なフレーム高さとフレームウェブについてその比率を慣用的な設計方法に基づき 20 以下とした。

一方、優れた設計というのは強度的な条件を満たすだけでなく、様々な要求を満足する必要がある。ここでは次に挙げる要求を考える。

- 1) 重量が少ない。
- 2) 重量対浮量比が小さい。
- 3) 建造のための総費用が低い。

これらの要求と強度的条件は矛盾する。よって、強度的な条件を付加条件とし、優れた設計に対する要求を目的関数とした最適化を考える (Fig. 1 参照)。また、上記の目的関数は同時に最小にはならないため、設計の段階でどれか 1 つを選択する。3 つの目的関数がある程度満足する最適設計を行うためには、混合型の最適化¹¹⁾の導入が必要と考えられる。

Fig. 1 Objective Functions and Constraints

2.4 重量, 浮量, 総費用の算出

目的関数とし、重量、重量対浮量比および総費用を選択したが、これらを算出する式として次のものを採用する。

1) 重量 W の計算式

重量 W は補強フレームの外/内付けの相違により以下の 2 式に分けられる。

フレームが外付けの場合

$$W = \left[\frac{1}{3} \pi \sum_{i=1}^{N+1} L_s (R_o^2 - R_i^2 + R_o \gamma_o - R_i \gamma_i + \gamma_o^2 - \gamma_i^2) + \pi \sum_{i=1}^n t_{wi} \{ (R_{oe} + H - t_{fi})^2 - R_{oe}^2 \} + \pi \sum_{i=1}^n b_f \{ (R_{oe} + H)^2 - (R_{oe} + H - t_{fi})^2 \} \right] \rho_s \quad (15)$$

フレームが内付けの場合

$$W = \left[\frac{1}{3} \pi \sum_{i=1}^{N+1} L_s (R_o^2 - R_i^2 + R_o \gamma_o - R_i \gamma_i + \gamma_o^2 - \gamma_i^2) + \pi \sum_{i=1}^n t_{wi} \{ R_{ie}^2 - (R_{ie} + H - t_{fi})^2 \} + \pi \sum_{i=1}^n b_f \{ (R_{ie} + H - t_{fi})^2 - (R_{ie} + H)^2 \} \right] \rho_s \quad (16)$$

ここで、 L_s は胴板の周方向継手間または区画長から周方向継手までの距離であり、 R_o 、 R_i 、 γ_o 、 γ_i 、 R_{oe} 、 R_{ie} はそれぞれ L_s の両端の最大外半径、 L_s の両端の最大内半径、 L_s の両端の最小外半径、 L_s の両端の最小内半径、フレーム付根部の外半径そしてフレーム付根部の内半径である。また、 t_{wi} 、 t_{fi} 、 b_f 、 H はフレームウェブの公称板厚、フレームフランジの公称板厚、フレームフランジ幅、フレームの高さであり、 N 、 n および ρ_s はそれぞれ、胴板周方向継手数、フレームの数、鋼材の比重である。

2) 浮量 B_w の計算式

浮量 B_w は補強フレームの外/内付けの相違により以下の 2 式に分けられる。

フレームが外付けの場合

$$B_w = \left[\frac{1}{3} \pi \sum_{i=1}^{N+1} L_s (R_o^2 + R_o \gamma_o + \gamma_o^2) + \pi \sum_{i=1}^n t_{wi} \{ (R_{oe} + H - t_{fi})^2 - R_{oe}^2 \} + \pi \sum_{i=1}^n b_f \{ (R_{oe} + H)^2 - (R_{oe} + H - t_{fi})^2 \} \right] \rho_w \quad (17)$$

フレームが内付けの場合

$$B_w = \left[\frac{1}{3} \pi \sum_{i=1}^{N+1} L_s (R_o^2 + R_o \gamma_o + \gamma_o^2) \right] \rho_w \quad (18)$$

上式中、 ρ_w は海水の比重である。

3) 総費用 C_{total} の計算式

総費用は胴板、フレームウェブ、フレームフランジの素材費と加工費の和であり、次の計算式で仮定した。

$$C_{total} = \text{胴板の素材費} + \text{胴板の加工費} + \text{フレームウェブの素材費} + \text{フレームウェブの加工費} + \text{フレームフランジの素材費} + \text{フレームフランジの加工費}$$

$$= \sum_{i=1}^{N+1} t_{si} \left(\sum_{h=1}^{N_h} S_{sA} S_{sB} \right) \beta_s \rho_s + \sum_{i=1}^n t_{wi} S_{wA} S_{wB} \beta_w \rho_s + \sum_{i=1}^n t_{fi} S_{fA} S_{fB} \beta_f \rho_s \quad (19)$$

ここで、 t_{si} は胴板の公称板厚であり、 S_{sA} 、 S_{sB} 、 S_{wA} 、 S_{wB} 、 S_{fA} 、 S_{fB} はそれぞれ、胴板素材の長辺の長さ、胴板素材の短辺の長さ、フレームウェブ素材の長辺の長さ、フレームウェブ素材の短辺の長さ、フレームフランジ素材の長辺の長さ、フレームフランジ素材の短辺の長さである。また、 β_s 、 β_w 、 β_f および N_h はそれぞれ、胴板の素材・加工の単価係数、フレームウェブの素材・加工の単価係数、フレームフランジの素材・加工の単価係数そして胴板の周方向分割数である。

2.5 本システムにおける設計手順

ここで構築するエキスパートシステムは以下の 7 ステップに分けて設計を行う。

- 1) 設計条件の入力、及び設計変数の初期値の決定
- 2) 胴板圧壊圧力の算出
- 3) 全体圧壊圧力の算出
- 4) 胴板各部の応力の算出
- 5) フレームの応力の算出
- 6) 重量、浮量、重量/浮量比の算出
- 7) 素材費、加工費コストそして総費用の算出

各ステップごとに決定された諸要目はルールにより制約条件を満たしているかを診断される。制約条件に違反していることが判明すると、直ちに設計変数を制約条件を満足するように修正し、必要なステップまで戻り再設計を行う。例えば、胴板板厚を変更する場合は第 1 ステップまで戻る。このとき、感度解析結果を参考にすることができる。また、最適設計を目指すために、制約条件ぎりぎりまで近付けることも可能なシステムとなっている。

3. 本システムの構成

3.1 本システムの構成

本システムは赤木、藤田¹⁾により提案された、オブジェクト指向型エキスパートシステム構築の手法を採用している。システムは大きく分けて次の部分より構成される。

- 1) エキスパートシステム構築ツール部分

知識の管理や処理を行う部分および推論エンジン部分である。

- 2) 知識ベース部分

3.2 に述べるような、潜水船構造設計の専門家の持つ知識が格納されている部分である。

- 3) 数値計算部分

知識ベースの記述に従って構築用ツールから呼び出される数値計算プログラムを含む部分である。演算の高速性が重視されるため FORTRAN で記述されている。

- 4) グラフィック用プログラム部分

Fig.2 Execution of Expert System and Computer Graphic

現在行っている設計の状況を視覚的に理解するためのグラフィック表示を X-Window 上に行う部分である。C で記述されており、数値計算部同様に構築用ツールから呼び出される。

エキスパートシステムは、リスト処理言語 Uti-LISP を用いて EWS 上に構築されたが、その実行の様子を Fig. 2 に示す。左ウィンドウはシステムからの質問と回答および設計者の入力を示しており、右ウィンドウはグラフィックの出力である。

3.2 知識ベース

エキスパートシステムはある特定の分野の問題解決を行なうのであるから、各種の問題により異なるシステムとなる。しかし、推論エンジンやユーザ・インターフェイス等は各々の専門領域で一般的に共有が可能と考えられる。つまり、問題に対応する知識ベースをその専門領域ごとに加えればよい。このため、知識は簡単に追加や変更ができる形で知識ベースに格納されなければならない。

人間の知識は断片的かつ無秩序に格納されている。その一方で、各知識は陰的な結合関係を有している。このような知識を表現するためにはオブジェクト指向が適している。オブジェクト指向では、データとその操作手続きが同居して 1 つのオブジェクト形成している。このオブジェクトは必要な時にシステムあるいは他のオブジェクトから自由に呼ぶことができる。よって、データの流れを考えずに断片的な知識を知識ベースに容易に入力することが可能である。ここでは、上記のオブジェクト指向を実現するために以下に示す 3 種類の知識を使用する。

- 1) フレーム型知識

今回開発した耐圧補強円筒殻設計用エキスパートシステムの知識ベースの中心となるのが、胴板間座屈圧力などの設計の基礎となる諸量の定義を記述したフレーム型知識ベースである。変数や定数などの性質を階層化したオブジェクトとして定義し、フレーム型知識ベースとした。フレーム型知識は各変数を求める手順をインスタンス変数 (pro-

cedure) に、その値を変数 (value) に格納するようになっている。

2) 述語型知識

本システムでは、どの時点 (ステップ) でどのような処理を行うかを記述するために述語型知識を用いている。断片的に作成されたフレーム型知識を順次呼び出す部分である。また、設計が進むにつれて各インスタンス間の関係がシステムにより自動的に検索され、それらは述語型知識に蓄えられてゆく。

3) ルール型知識

ルール型の知識は、診断型エキスパートシステムでは中心となる部分であるが、本システムでは上記のフレーム型知識ベースの補助として、制約条件の判定に用いられている。「if...then...」で表現される知識を記述し、設計者から要求があるとき、決定された諸要目の制約条件に対する可否を判断する。制約条件が犯された場合には、その事実は述語型知識に加えられ、設計者に報告される。

3.3 グラフィック・プログラム

最近あらゆるコンピュータ・グラフィックが有効に活用されているのは周知のとおりである。文字や数字の羅列と比較して、コンピュータ・グラフィックは大量のデータが一目で把握できるという長所を有する。そこで、今回のエキスパートシステムでも、設計状況が簡単に把握できるようなコンピュータ・グラフィックの導入を試みる。

本研究で開発したグラフィック・システムは Fig. 2 の右側に示されるように、2つのウィンドウより構成されている。上ウィンドウには目的関数の表示や制約条件に対する過不足がアナログ及びデジタルで表示されている。制約条件で黒い棒グラフが得られたときは、制約条件が満たされた状態である。また、一点鎖線は制約条件の臨界点を示している。制約条件が犯された場合には、この棒グラフは白抜きとなる。ドウィンドウには2つのフレーム間にある補強円筒殻の断面図が描かれている。これらは設計変数の変更に伴って時々刻々変化するものであり、当然のことながら、コンピュータ・グラフィックはリアルタイムでこの変化を示すものである。

4. 感 度 解 析

設計者の与えた設計変数が制約条件を満たさない場合や、よりよい設計に近付けたい場合には、設計変数を変更し再設計を行なう。このような場合、従来のエキスパートシステムでは、設計変数をどのように変更すれば目的関数がどう変わるかが実際に設計変数を変更して再設計を行うまで分からなかった。そこで、本エキスパートシステムでは感度解析¹⁰⁾を導入して、設計変数を変えたときに目的関数がどう変化するかという指標を示すことを考える。この指標を参考にして設計者はどの設計変数のどれだけの変更がより有効であるかが判断でき、よい設計が迅速に行える。

4.1 感度解析の原理

感度解析というのはある設計変数に対する目的関数の変化率であり、結局のところ微分値となる。感度解析をシステム上に実現するには次のような方法がある。

1) 外部プログラムとして組み込んだ方法

この方法は、求めたい関数の微分形を前もって解析的に求めておいて、FORTRAN 等の数値解析用言語により、外部プログラムとして組み込む方法である。関数のパラメータ関係を前もって把握しなければならず、関数が複雑なものになると、微分形を解析的に求めることが困難になる。また、微分したい関数に加わるたびに新しい外部プログラムを用意しなければならないので、一般性に欠ける方法と言える。ただし、計算時間の効率や精度は高いものとなる。文献(3)はこの方法を用いた。

2) エキスパートシステム内部に組み込む方法

これは、感度解析をメソッドとして定義してエキスパートシステム内部に組み込む方法である。システムはフレーム型知識を呼び出すたびに変数間の関係を理解し、さらに、これを述語型知識に加える。メソッドは感度解析の要求により、この関係を知識から呼び出し数値微分を行う。よって、いちいち変数ごとに外部プログラムを作成する必要がない。しかし、数値微分では階層構造の変数をたどる多段計算を行なうため、外部プログラムの手法と比較して計算時間が掛かり、また、桁落ちを起こす可能性がある。

本研究では、柔軟性のある方法として、感度解析部をエキスパートシステム内部に組み込む方法を採用した。これより、設計者は設計変数の修正と目的関数の改善を定量的に把握することが可能となった。

4.2 感度解析の応用-変更可能範囲指標

上記の方法で目的関数に対する設計変数の感度が得られたら、目的関数を小さくするように設計変数を変更する。この際、考慮に入れなければならないものが制約条件である。つまり、制約条件を犯さない範囲で目的関数が改善されるように設計変数を変更したい。そこで、感度解析を利用し、設計変数を変更したときの他の変数の変化を一次補外することにより、制約条件の近似的な臨界点を求めることを考えた。これにより、ある程度の目安をもって設計変数の大きな変更を行うことが可能となる。

いま、ある設計要目 y が設計変数 x の関数であり、 x と y の値がそれぞれ x_0 および y_0 であるとする。また、 $y_{\min} \leq y \leq y_{\max}$ の制約条件が付加されているとする。このときの x の変更可能範囲 $a \leq x \leq b$ を考える。簡単のため、 $\partial y / \partial x > 0$ とすると、設計変数 x の取り得る範囲は次のように近似できる。

$$a' \leq x \leq b' \quad (20)$$

ここで、

$$a' = x_0 + \frac{y_{\min} - y_0}{\partial y / \partial x} \quad (21)$$

$$b' = x_0 + \frac{y_{\max} - y_0}{\partial y / \partial x} \quad (22)$$

簡単な方法ではあるが、実際の設計においては、制約条件に対する臨界点を知りうるので非常に有効である。

4.3 システム上の感度解析

システム上における感度解析のようすを示す。いま、あるモデルによる試設計が終了したとする。この初期設計の状態は Fig. 3 に示されている。制約条件にまだ余裕があるので、再設計を行いたい。このとき、設計変数変更の指針を得るために感度解析を行う。「フレームスペースに対して感度解析を行う」との設計者からの指示により、以下のよう

1) 制約条件に対する感度

各制約条件（まず、胴板圧壊圧力）に対する感度表示される (Fig. 4 中の A)。

2) 各制約条件に対する可動範囲

1) で求めた感度と、(21) 式および (22) 式より、その制約条件の臨界点を与えるフレームスペースの数値が算出・表示される (Fig. 4 中の B)。

フレームスペースが関与する全ての制約条件に対して、上記の 1) と 2) を行う。

3) 全制約条件に対する可動範囲

全ての制約条件を犯さないような設計変数（フレームスペース）の可能変更範囲を決定・表示する (Fig. 4 中の C)。この例では、フレームスペースは最大で 801 [mm]（全体圧壊圧力の制約条件より決定された）まで変更可能と判断されている。

4) 目的関数に対する感度

3 つの目的関数に対する感度解析が行なわれ、感度が表示される (Fig. 4 中の D)。

5) 目的関数の変更量

3) と 4) の結果より、設計変数の変更可能範囲の最大の変

```

> 胴板圧壊圧力 (Pk) に対する感度は -0.3290732E-01 ←----- A
上限値は +0.1410698E+04 ←----- B

> 全体圧壊圧力 (Pg) に対する感度は -0.7791765E-01
上限値は +0.8007994E+03

> フレーム間内周方向応力 (-σm-in) に対する感度は +0.4024730E-02
上限値は +0.7152186E+04

> フレームの応力 (-σb) に対する感度は +0.3481820E-03
上限値は +0.1043049E+06 : sigma-bb

> 設計変更可能範囲は 0 < lf < +0.8007994E+03 ←----- C

> 変数 lf の現在の値は 600

> 各目的関数に対する感度 (微分値) は
重量 : -0.1918998E-02
重量/浮量比 : -0.6302465E-04
総費用 : -0.2540050E+04 } ←----- D

> 変数 lf が各目的関数に対しても影響度 (最大変更量) は
重量 : -0.3853335E+00
重量/浮量比 : -0.1265531E-01
総費用 : -0.5100405E+06 } ←----- E

```

Fig. 4 Out-Put Results of Sensitivity Analysis

更を行なった場合に、各目的関数が得ると予想される変更量が示されている (Fig. 4 中の E)。

同様に、その他の設計変数（例えば胴板板厚）の感度解析を行い、それぞれの設計変数の変更に伴う目的関数の変更量が把握できる。これを基にして、目的関数の改善が最大となる設計変数を変更することが効果的と考えられる。ここでは、Fig. 4 に示されている感度解析の指示に従い、フレームスペースを 800 [mm] に変更し再設計を行なう。フレームスペースの変更量は、全体圧壊圧力に対する制約条件より決定された値であるため、この制約条件が現われるステップ 3 まで設計を進める。この再設計は、まだ、制約条件に対して余裕があるので、再度フレームスペースの感度解析を行なう。「838 [mm] まで変更可能」の指示が出たため、840 [mm] に変更し再設計を繰り返す。このような感

Fig. 3 Status of the Initial Design

Fig. 5 Status of the Final Design

Fig. 6 Re-Design Using Results of Sensitivity Analysis

度解析と再設計を繰り返すことにより、最適解へ到達できる。この例では、3度の感度解析と再設計により、フレームスペースのみの変更で得られる最適な設計 (Fig. 5 参照)へと導くことができた。Fig. 6 に再設計におけるフレームスペースの変更と、全体圧壊圧力の関係を示す。設計変数の変更が能率よく行われている様子がうかがえる。

5. 例題設計

例題を用いて本研究により構築されたエキスパートシステムの有効性を調べる。一例として、過去に実施された作業用潜水船の試設計と同じ設計条件で耐圧補強円筒殻の設計を行う。以下に本船の設計条件と実際に決定された設計変数の値を示す。

作業用潜水船の設計条件

使用外圧力	p	30.75 [kg/cm ²]
胴板外直径	D_f	2050 [mm]
補強フレーム		内フレーム
フレームの最大高さ		100 [mm] 以下
区画長	L_b	9000 [mm]
使用材料		HT 60 相当材料
安全率		2

作業用潜水船の設計変数の値

フレームスペース	L_f	500 [mm]
胴板板厚	t_s	16 [mm]
フレームフランジ板厚	t_f	16 [mm]
フレームフランジ幅	b_f	60 [mm]
フレームウェブ板厚	t_w	10 [mm]
フレーム高さ	h	100 [mm]

ここでは、フレームスペース、胴板板厚、フレームフランジ板厚とフレームウェブ板厚を変更し、最適設計を目指すものとする。ただし、フレームスペースの変更量は10[mm]単位とする。胴板板厚とフレームフランジ板厚は等しいものとし、それらの増分は1[mm]刻みとする。また、フレームウェブ板厚は胴板板厚の半分とする。その他の設計変数 (フレームフランジ幅、ウェブ高さ) は原設計と同じ数値を用いることとする。

Fig. 7 Relation between Total Cost and Design Parameters

Fig. 8 Relation between Weight and Design Parameters

胴板板厚を幾つかの数値に変えて、フレームスペースの感度解析および変更による目的関数の改善を試みた。目的関数としては、前述のように、重量、重量対浮量比、総費用が考えられるが、この設計では、特に、総費用に対しての最適設計を目指した。Fig. 7 と 8 に、原設計と本システムによる設計で得られたフレームスペースと目的関数 (総費用と重量) の関係を示す。フレームが内付けの場合、重量対浮量比は重量と比例関係にあるため、そのプロットは省略する。この例題では、胴板板厚が13[mm]でフレームスペースが560[mm]のとき、および、胴板板厚が14[mm]でフレームスペースが710[mm]のとき、最も低い総費用を与える設計となった。一方、重量は、板厚に対し単調増加の現象を示している。胴板板厚が13[mm]、フレームスペースが560[mm]のときの耐圧補強円筒殻の設計は、原設計と比較して、重量および重量対浮量比では79%，総費用では73%となり、よりよい設計に対する要求を満足するものとなった。

また、本システムを使用したときの設計時間は約1時間であった。従来の「設計変数を変えて、胴板圧壊圧力等をFORTRAN プログラムによって表の形で求め、それを眺めながら設計変数を選び、次のステップに進む」方法では6人日程度かかっており、本システムが設計期間短縮に大きな効果をもたらすことが分かる。

6. 結 言

本研究では潜水船構造設計の一環として、耐圧補強円筒殻の最適設計を支援するエキスパートシステムの構築に関する研究を行い、以下に述べる成果が得られた。

1) 潜水船に対する制約条件を満足しつつ、より経済的な設計を能率よく行えるようになった。

2) 一般に、設計に関する知識が乏しい者が設計を行うと、目的が達成されないことがある。感度解析の表示により最適設計の指標となる情報を設計者に与えることができた。この結果、経験の少ない者でも容易に設計を行うことができる。

3) 感度解析の応用として、一次補外により制約条件を犯す点を求めた。これにより設計変数の変更可能範囲の目安が得られるので、設計変数のある程度大きな変更を安心して行える。

4) 感度解析部を構築ツールに組み込んだ。この結果、知識ベースの記述が容易になった。

ここでは潜水船設計のエキスパートシステムを開発したが、本システムは知識ベースを入れ換えるだけで、他の設計型エキスパートシステムへの移行が簡単に行える。なお、高次な非線型性を有する場合、一次補外の設計変数変更可能範囲指定では誤差が大きくなる。この解決には、より高次の数値微分を行う必要があると考えられる。また、補強円筒殻の強度計算式には本研究で採用した以外にも、幾つかの手法がある。これらを任意に選択できるように拡張することにより、さらに実用性が高まるものと考えられる。

謝 辞

本研究の遂行において、システム構築に協力して頂いた東京大学大学院生山崎知巳氏、および、各種設計法に関するデータを提供して頂いた三菱重工業(株)神戸造船所山内

裕氏に感謝の意を示します。

参 考 文 献

- 1) 赤木新介, 藤田喜久雄: “船舶基本設計に関するエキスパートシステムの構築”, 関西造船学会誌, vol. 206, pp. 66-75, 1987
- 2) 大坪英臣, 北村充: “エキスパートシステムによる船体中央断面設計”, 日本造船学会論文集, vol. 164, pp. 267-272, 1988
- 3) 大坪英臣他: “エキスパートシステムによるエンジンマウントの設計”, 構造工学における数値解析シンポジウム論文集, vol. 13, pp. 17-22, 1989
- 4) 吉村忍他: “構造設計のためのオブジェクト指向エキスパートシステムの開発”, 構造工学における数値解析シンポジウム論文集, vol. 13, pp. 11-16, 1989
- 5) 横田公男他: “一様外圧を受ける耐圧補強円筒殻の全体強度に関する検討”, 日本造船学会論文集, vol. 158, pp. 445-458, 1985
- 6) 寺田明, 島本参之助: “補強材を有する薄肉円筒殻の圧壊に関する研究”, 日本造船学会論文集, vol. 108, pp. 196-210, 1960
- 7) T.E. Reynolds: “Inelastic lobar buckling of Cylindrical Shells under External Hydrostatic Pressure”, David Taylor Model Basin Report 1392
- 8) M.E. Lunchick: “Plastic General-Instability Pressure of Ring-Stiffened Cylinder Shells”, David Taylor Model Basin Report 1587
- 9) J.G. Pulos: “Structural Analysis and Design Consideration for Cylindrical Pressure Hulls”, David Taylor Model Basin Report 1963
- 10) 大坪英臣他: “感度解析”, 日本造船学会誌, vol. 714, pp. 785-793, 1988
- 11) 大坪英臣, チンモイ・バル: “大型フレキシブル骨組構造物の混合型最適設計に関する研究(第1報)”, 日本機械学会論文集投稿中