

不規則 荷重을 받는 Shell 構造物의 動的 信賴性 解析에 關한 研究

裴 東 明

釜慶大學校

(1997年 8月 30日 接受)

A Study on the Dynamic Reliability Analysis of the Shell Structure under Random Loads

Dong-Myung BAE

Pukyong National University

(Received August 30, 1997)

Abstract

Reliability-based design approaches are needed for cylindrical shell structure whose design and operational experiences are few and which are subjected to external loads of random loads. In designing new type of structure, it is very difficult to evaluate the safety factors due to lack of previous design data and operational experience. To solve the above mentioned problem, much attention is being focussed on rational reliability based design approaches. This paper deals with weight-optional reliability-based design of cylindrical shell structure subjected to structural reliability constraints taking into account of the effect of local buckling and interactive behavior between local and global buckling. Present mentioned is compared with the existing optional design method based only on safety factors. Numerical simulation reveals that the present method leads to lighter structure (4% reduction in weight compared to the existing optimal design) with the same reliability index. For larger structures with more number of structural members and possible failure modes, the present WORBD procedure will be an efficient tool in designing cost-effective rationalized economic design.

1. 서론

새로운 구조물을 설계할 때에는, 기존의 설계나 과거의 경험 또는 설계 가이드 라인 등을 무시하는 것으로부터, 하중 또는 응답, 파손모우드 등을 완전히 파악하는 것은 어렵고, 결과적으로 안전율

의 설정이 중요한 문제로 된다. 일반적으로 불확정 요인의 수가 많아지고, 또 불확정성의 정도가 강해지면, 안전율을 크게 할 필요가 있다. 지금까지는 유사한 설계로부터 안전율을 어느 정도 크게 되도록 예측하여, 실험 데이터 또는 실제 구조의 운용 데이터를 수집하는 것에 의해서 다음 설계에

* 이 논문은 1994년 동원학술 진흥재단의 학술연구조성비 지원에 의하여 연구되었음

반영시키는 방법을 사용해 왔다. 그러나, 파손 발생에 있어서, 먼저 안전율을 과소 평가하는 것은 대단히 위험하며, 역으로 과대한 안전율은 구조물의 비대화를 초래하므로 비경제적이다. 최근, 이러한 문제점들을 보다 합리적으로 해결하기 위해서, 불확정적 요인을 고려한 신뢰성 공학의 도입이 주목을 끌고 있으며, 여러 가지 구조물의 신뢰성 평가나 신뢰성 평가에 근거한 부분 안전율의 설정, 파손 확률을 허용치 이하로 하는 조건 아래서의 트러스, 라멘 구조의 최적설계³⁾ 등의 연구가 성행하고 있다.

본 연구에서는, 신뢰성 평가에 근거한 최적 설계(최적 신뢰성 설계)를 목적으로 하고, 예제로서 원통형 셸 구조물의 좌굴 문제를 논의하여 본다.

원통형 셸의 좌굴에 대한 신뢰성 평가에서는, 전체 좌굴을 終局 상태로 해서, 국부 좌굴에 의한 강도적 영향을 고려하고, 신뢰성 평가에 있어서 중요한 국부 좌굴과 전체 좌굴의 발생의 상관 관계를 검토하고, 구조 신뢰성 기준에 근거한 신뢰성 설계와 종래의 안전율을 사용한 확정적 설계를 비교해 본다. 또, 최적 신뢰성 설계의 결과로서 얻어지는 안전율이나 국부 좌굴을 허용하는 설계에 관해서, 그리고 마지막으로, 동적 하중을 받는 원통형 셸 구조물의 동적 특성 및 신뢰성 평가에 대한 문제를 고찰해 보기로 한다.

2. 원통형 Shell의 좌굴

원통의 길이 방향으로 보강재를 배치한 원통형 셸의 좌표계는 Fig.1과 같으며, 원통형 셸 구조의 좌굴 강도는 원통의 길이 방향의 보강재의 좌굴 강도에 지배되는 것으로 하고, Fig.2에 보이는 일축 압축 문제를 취급한다.

Fig.1과 같이 원주 방향 45° 마다에, 원통의 길이 방향으로 보강재가 있고, 그 방향으로 크기가 P 인 압축 하중이 가해지는 원통형 셸을 가정한다. 여기서, 셸의 두께 t , 원통의 길이 l , 패널 판 폭(보강재 간격)을 s 로 나타내고, $l=4000$, $s=400$ (mm)로 한다. (패널의 細長比 l/s 는 1보다 충분히 크다)

다음에는 설계에 사용한 보강재 단면을 Fig.3에

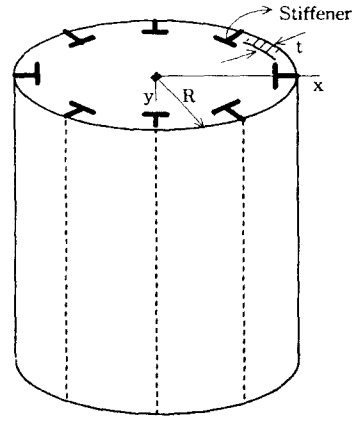


Fig.1. Stiffened Cylindrical Shell

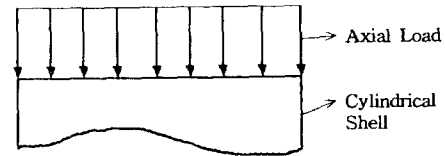


Fig.2. Coordinate System and Load

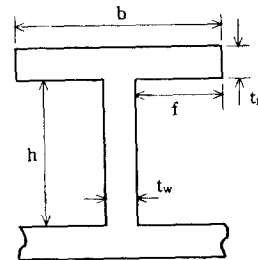


Fig.3. Cross-sectional parameter of Stiffener

보인다. 여기서는, 하중이 큰 경우에도 적용 가능하며, 또 보강재 칫수의 허용 범위가 큰 T-builtup 타입의 보강재를 사용한다.

2. 1. 원통형 셸의 축대칭 탄성 좌굴

축압축 하중을 받는 薄肉 원통 셸의 좌굴 붕괴 시에는 그림 Fig.4(a)에 보이는 바와 같이 diamond pattern이 관찰된다. 이것은 Yoshimura buckle pattern⁵⁾으로 알려져 있고, 원통 셸의 비축대칭 좌굴 거동의 연구, 특히 그의 定性的 파악을 위한 해석 모델로서 자주 이용되고 있다⁶⁾. 이 좌굴 패턴은 서로 경계로 되는 3각형 평판의 집

합체로서, 본 평판 강체요소 모델을 그대로 사용해서 simulation할 수 있다. 본 절에서는 이 좌굴 패턴의 규칙성을 이용해서, 평판 강체요소 모델에 의한 저 자유도 시뮬레이션 모델을 구성하고, 축대칭 좌굴 문제에 대한 고유치 해석을 행한다.

경계조건을 무시하면, Yoshimura buckle pattern의 주기성으로부터 Fig.4(a)에 있어서 사변형 영역 1 2 3 4 만을 해석 대상으로 하면 좋고, 이 부분을 Fig.4(b)에 보이는 6요소로 모델화하고, 각 변위 자유도를 정의하기 위한 요소좌표축 및 절점좌표축이 표시되어 있다. 또, 4개의 영역 경계변 (12, 23, 34, 41) 상에서 요소 경계좌표를 포함하는 각 국소 좌표계는 각각의 원점 위치에서 원통 곡면의 법선 및 접선 방향을 정확하게 나타내도록 정의되어 있다. 총 변위 자유도수는 26이지만, 좌표 모우드의 주기성과 대칭성을 고려해서, 요소 5와 6의 면내 회전 변위를 무시하면, 변위 자유도 사이에 다음의 관계가 성립한다.

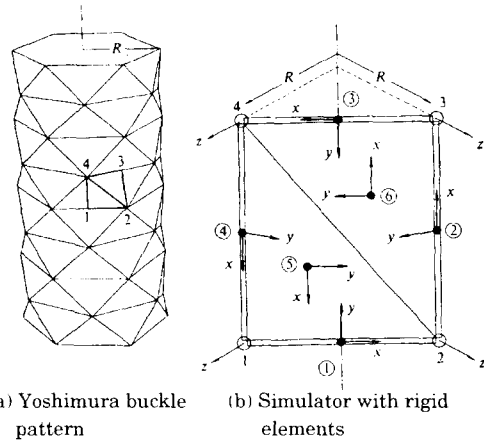
$$\begin{aligned} w_1 &= w_3, w_2 = w_4, u_1 = u_3 \\ v_1 &= v_6, v_1 = v_2 = v_4 = 0 \\ \theta'_1 &= \theta'_2 = \theta'_3 = \theta'_4 = 0, \\ \theta_1 &= \theta_2 = \theta_3 = \theta_4 = \theta_5 = \theta_6 = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, θ'_i 는 선요소 i 의 축 주위의 회전 변위.

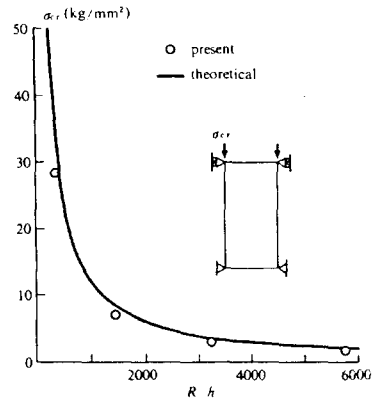
따라서, 본 해석 모델에 있어서 독립 자유도는, $w_1, w_2, u_1, u_2, u_4, u_5, u_6, v_3, v_5$ 의 9 자유도로 된다. 이 9 자유도 모델에 대한 정식화에 따라 특성 방정식을 유도하고, 좌굴 고유치 해석을 행하였다.

원통 쉘에 대한 입력 데이터는 다음과 같다.

$R=100mm, E=2.1 \times 10^4 kg/mm^2, \nu=0.3$ 단면 강성의 수치적분에는, $M=1$ 및 $N=3$ 의 조건 하에서 사다리꼴 법칙을 사용하였다. 축압축 하중 하에서의 양단 단순지지 원통쉘의 고전 좌굴 하중⁷⁾을 비교 대상으로 해서, 이 이론해에 따르는 축방향 및 원주방향 좌굴을 정하였다. Fig.4(c)에서, 좌굴 응력 수치해의 반경, 두께비에 대한 변화를 이론해와 비교하였다. 본 계산 결과는 반경 · 두께비에 따르면 이론치의 0.84배에 이른다. 바꾸어 말하면, 이론치와 계산치는 정성적으로 잘 대응되고 있다.



(a) Yoshimura buckle pattern (b) Simulator with rigid elements



(c) Comparison between calculated eigenvalues and classical buckling stresses

Fig.4. Axisymmetric elastic buckling of circular cylindrical shells under axial compression

2. 2. 원통형 쉘의 탄성 좌굴 (평판 강체요소 모델)

탄성 이론에 의한 반경/쉘의 두께비, R/t 와 비축대칭 모우드에 있어서 원주방향 波數 n 의 관계를 구해서, Horton 등의 실험 결과와 비교한다.⁸⁾

1) 탄성 이론에 의한 R/t 와 n 의 관계

축압축 하중을 받는 원통 쉘에 대한 탄성 좌굴 응력 :

$$\sigma_{cr} = \frac{E}{3\sqrt{1-\nu^2}} \cdot \frac{t}{R} \quad (2)$$

에 대응하는 비축대칭 좌굴 모우드는 다음과 같다.

$$\frac{(n^2 + \lambda^2)^2}{\lambda} = \frac{2R}{t} \sqrt{3(1 - \nu^2)},$$

$$\lambda = \frac{m\pi R}{L} \quad (3)$$

여기서, L 은 원통 쉘의 길이, m 은 축방향 半波數이고, n 은 원주방향 波數, 비축대칭 모우드는 一意的으로 정해지지 않는다.

이제 축방향 파장의 원주방향 파장에 대한 비 α :

$$\frac{2L}{m} = \alpha \frac{2R}{n} \quad (4)$$

을 새로운 파라미터로 도입하면, 비축대칭 모우드를 결정하는 관계식 (3)은 n, α 및 R/t 에 의해서 다음과 식과 같이 표현된다.

$$n^2 \left(\alpha + \frac{1}{\alpha} \right)^2 = \frac{2R}{t} \sqrt{3(1 - \nu^2)} \quad (5)$$

여기서, $\left(\alpha + \frac{1}{\alpha} \right)$ 의 최소치는 $2(\alpha=1)$ 일때이므로,

$$2n^2 \leq \frac{R}{t} \sqrt{3(1 - \nu^2)} \quad (6)$$

로 되는 관계를 만족하지 않는 R/t 에 대해서는 원주방향 파수 n 의 비축대칭 좌굴 모우드는 존재하지 않는 것으로 된다. 다시 말해서 식(6)은 원주방향 파수 n 의 비축대칭 좌굴 모우드를 일으키는 R/t 의 하한치를 나타내며, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\left(\frac{R}{t} \right)_{el} = \frac{2n^2}{\sqrt{3(1 - \nu^2)}} \quad (7)$$

3. 信賴性 解析

다음은 圓筒形 쉘의 座屈에 대한 신뢰성 평가에 대해서 검토코자 한다. 여기서는 원통형 쉘이 전체 좌굴을 일으켰을 때를 破損으로 보고, 국부적인 좌굴이 생겨도 구조물로서 기능을 가지고 있는 것으로 가정한다. 한편, 신뢰성 평가에는 AFOM 법¹¹⁾을 사용한다.

3. 1. 구조계의 信賴度

복수의 전체 좌굴 모우드가 존재하는 경우의 구조계로서의 신뢰도를 고려한다. 여기서는 간단히 하기 위해서 2개의 전체 좌굴 모우드와 1개의 국부 좌굴 모우드 즉, 3개의 좌굴 모우드에 관해서는 논의한다. 하중의 크기를 P , 좌굴 모우드 i 에 관한 좌굴 강도를 S_i 로 할 때, 좌굴 강도의 과부족을 나타내는 안전여유 Z_i 는,

$$Z_i = S_i - P \quad (8)$$

로 쓸 수 있다. 좌굴 강도가 부족해서 안전여유가 0 또는 陰(-)으로 될 때에 ($Z_i \leq 0$) 좌굴이 생기고, 이 경우를 M_i 로 나타낸다. 2개의 전체 좌굴 모우드를 M_1, M_2 로 나타내고 1개의 국부 좌굴 모우드를 M_0 로 나타낼 때의 파손영역 模式圖를 Fig.5에 보인다. 事象 M_0 가 생겨도 구조는 파손되지 않으므로, M_0 의 발생에 착안해서,

- M_0 가 생기기 전에 M_1 또는 M_2 가 생기는 경우 (Fig.6)
- M_0 가 생기고, 또 M_1 또는 M_2 가 생기는 경우 (Fig.7)

의 2 경우를 구별하는 것이 편리하다. 일반적으로 구조 요소의 좌굴이나 파손이 생긴 경우에는 내력의 재분배가 행해지므로, M_0 가 생긴 후에는 안전여유 Z_1, Z_2 가 저하하고, M_1, M_2 가 생기기 쉬운 것으로 판단한다. Fig.6(Stiffness Reduction). 여기서, M_0 가 생기기 이전의 안전여유를 $Z_i^{pre}(i=1,2)$ 로 나타내고, M_0 가 생기지 않는 조건하에서의 모우드 i 의 좌굴 강도가 부족($Z_i^{pre} \leq 0$)한 영역을 M_i^{pre} 로 나타내고, M_0 가 생긴 후의 모우드 i 의 좌굴 강도가 부족($Z_i^{post} \leq 0$)한 事象을 M_i^{post} 로 나타내면, 전체 구조계의 파손확률 P_f 는 다음과 같다.

$$P_f = Prob[(M_1^{pre} \cup M_2^{pre}) \cap \bar{M}_0] + Prob[(M_1^{post} \cup M_2^{post}) \cap \bar{M}_0] \quad (9)$$

단, $Prob[\cdot]$ 는 현상 \cdot 이 생길 확률을 나타내고, $\bar{\cdot}$ 는 생기지 않을 事象을 나타낸다. 식(9)를 안전여유를 사용해서 나타내면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P_f = Prob[\Omega(Z_1^{pre} \leq 0) \cap \Omega(\bar{Z}_0 \leq 0)]$$

$$\begin{aligned}
 &+ \text{Prob}[\Omega(Z_2^{prc} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 &+ \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_2^{prc} \leq 0)}] \\
 &\quad \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 &+ \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prst} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 &+ \text{Prob}[\Omega(Z_2^{prst} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 &+ \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prst} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0^{prst} \leq 0)}] \\
 &\quad \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \quad (10)
 \end{aligned}$$

단, $\Omega(\cdot)$ 는 \cdot 를 만족하는 영역을 나타낸다.

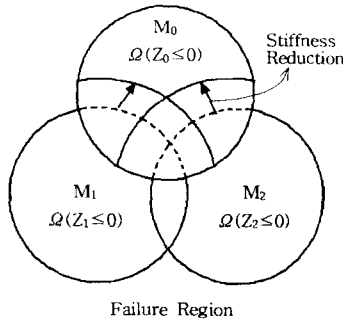


Fig.5. Failure region considering stiffness reduction

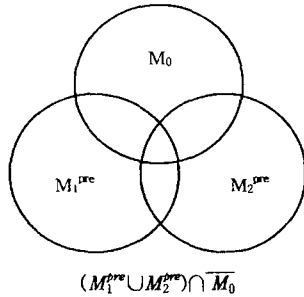


Fig.6. Failure region before the event M_0 (Region A)

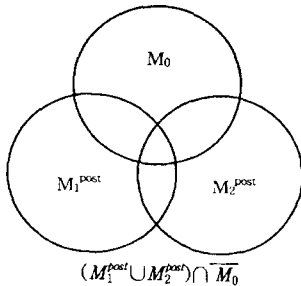


Fig.7. Failure region before the event M_0 (Region B)

일반적으로 고차의 결합확률의 산출에는 많은 계산 시간이 필요하고, 파손 모드들의 상관관계가 강해져서 계산 시간이 증가하게 된다¹²⁾. 이제 1차원 파손 확률이 AFOM법에 의한 신뢰성 지표 β 에 근거해서 근사치(파손면의 선형근사)로 하고, 이들의 좌굴 모드도 하중이 커져서 강도가 작아지는 경우에 발생하기 쉬운 좌굴 모드 사이의 상관관계가 대단히 커지는 경우를 고려하면, 다차원 결합 확률의 산출에 소요되는 많은 계산 시간을 줄일 방법이 없다. 따라서, 여기서는 다음과 같이 단순화를 행한다.식(10)에서 3차원 결합확률의 항을 $P_f^{(3)}$ 으로 하여,

$$\begin{aligned}
 P_f^{(3)} = & - \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prc} \leq 0)] \\
 & \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & - \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prst} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prst} \leq 0)] \\
 & \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \quad (11)
 \end{aligned}$$

M_0 발생후의 圓筒 유효폭의 감소 등을 고려하면, 식(11)의 우변 제 2항에 관해서,

$$\begin{aligned}
 & \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prst} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prst} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & \geq \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prc} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \quad (12)
 \end{aligned}$$

가 성립한다. 따라서 다음 식과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 P_f^{(3)} \leq & - \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prc} \leq 0)] \\
 & \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & - \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prst} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prst} \leq 0)] \\
 & \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 = & - \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \Omega(Z_2^{prc} \leq 0)] \quad (13)
 \end{aligned}$$

이번에는 식(13)의 특성으로부터 파손확률을 2차까지의 결합확률로 표현되는 다음 식을 사용해서 안전 則으로 평가한다.

$$\begin{aligned}
 P_f^{(3)} \simeq & \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & + \text{Prob}[\Omega(Z_2^{prc} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & + \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prst} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & + \text{Prob}[\Omega(Z_2^{prst} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_0 \leq 0)}] \\
 & - \text{Prob}[\Omega(Z_1^{prc} \leq 0) \cap \overline{\Omega(Z_2^{prc} \leq 0)}] \quad (14)
 \end{aligned}$$

여기까지는, 원통 좌굴을 고려한 M_0 를 포함해서 3개의 좌굴 모드도 한정해서 설명하였다. 고려하는 좌굴 모드 수를 증가시키는 것은 이론적으로 가능하지만, 다차원 결합확률의 차수를 넘지 않을 목적에서, 확률적으로 탁월한 최대 2개까지의 전체 좌굴 모드를 선택해서 파손확률을 계산한다.

3.2. 확률 변수 데이터

신뢰성 평가에 있어서 사용한 확률 변수 데이터를 Table.1에 나타낸다. Table.1에서 w_0 는 초기 치짐량, σ_V (MS), σ_V (HT)는 각각 軟鋼, 高張力鋼(32HT)의 항복응력이고, E 는 영률, ν 는 포아송 비를 나타낸다. 또 \bar{t} 등의 상부 $\bar{\quad}$ 는 설계 변수를 나타내고, μ_E 등의 μ 는 첨자에 관한 기대치를 의미한다. 간단히 하기 위해서 Table.1에 보인 변수는 서로 독립적인 정규 확률 변수로 하였다. 한편, 제수치는 문헌 3)을 참고로 하여 설정하였다. 다음에 하중 P 의 분포에 관해서는, 하중이 큰 부분의 끝부분의 경사가 완만한 지수 분포를 따르는 것으로서, 20년간의 波數 $n=10^6$ 회 레벨에서의 최대치가 \bar{P} 일 때의 극대치 분포를 사용해서 하중 P 를 평가하였다. 신뢰성 평가에는 극대치 분포의 취급을 고려한 AFOM법을 사용하고, 앞에서 설명한 바와 같이 원통의 국부 좌굴과 전체 좌굴 모드 사이의 상관관계를 고려해서 원통 셸이 전체 좌굴을 일으키는 파손확률 P_f 를 구한다.

4. 最適 信賴性 設計

앞에서 설명한 신뢰성 해석법을 사용해서 원통 셸의 중량을 최소화하는 최적 신뢰성 설계를 하여 종래의 확정적인 최적 설계와 비교해보기로 한다.

4.1. 설계 조건

원통 셸 중량을 최소화할 때의 설계 조건은 다음과 같다.

(1) 설계 변수 ;

-원통 셸의 두께 t , 보강재(stiffner) h, t_w, b, t_f (Fig.1~3)

(2) 제약 조건 ; 파손확률 P_f 를 허용 파손확률

P_f^* 이하로 한다.

$$P_f \leq P_f^* \quad (15)$$

단, 간단히 하기 위해서 creeping은 고려하지 않고, 다음과 같이 보강재의 국부 좌굴을 별도로 취급한다.- 보강재가 국부적으로 좌굴하는 확률 P_{sb} 를 허용 파손확률 이하로 한다.

$$P_{sb} \leq P_f^* \quad (16)$$

(3) 설계 변수의 최대, 최소치 ; -보강재의 최소 두께를 10mm로 한다.

-용접 각장을 고려하고, 보강재의 면재(face flat)의 최소폭을 100mm로 한다.

다음에 계산에 사용한 제수치를 보인다.

(1) 하중 ;

-하중의 크기는 $\bar{P} = 200, 300, 400, 500t$ 의 4 경우를 적용한다.

(2) HT화 ;

- Table.2에 보이는 바와 같이, 軟鋼(MS)과 일부 또는 전부를 고장력강(HT)으로 한다.

(3) 제수치 ;

-신뢰성 설계 : Table.1에 보인 제수치를 사용한다.

-확정적 설계 : 기본적인 Table.1의 기대치를 사용한다. 단, 하중의 크기는 \bar{P} 로서, 항복 응력은 최소 규정치(MS의 경우, 24 kg/mm^2 , 32HT의 경우 32 kg/mm^2)을 사용한다.

Table.1. Numerical Data of Random Parameters

Variables	Expected Values	Standard Deviation
l	4000 (mm)	2 (mm)
s	400 (mm)	2 (mm)
t	\bar{t} (mm)	0.1229 (mm)
h	\bar{h} (mm)	1.667 (mm)
t_w	\bar{t}_w (mm)	0.1229 (mm)
b	\bar{b} (mm)	1.667 (mm)
t_f	\bar{t}_f (mm)	0.1229 (mm)
w_0	$l/1000$ (mm)	$0.04l/1000$ (mm)
σ_V (MS)	27.4 (kg/mm^2)	1.6 (mm)
σ_V (HT)	35.9 (kg/mm^2)	2.2 (kg/mm^2)
E	21000 (kg/mm^2)	$0.025\mu_E$ (kg/mm^2)
ν	0.3	$0.025\mu\nu$

Table.2 Steel Strength of Cylindrical Shell and Stiffener

Case	Cylindrical Shell	Stiffener
I	MS	MS
II	HT	MS
III	HT	HT

4. 2. 확정적인 최적 설계

확정적인 최적 설계에 있어서 제약조건은, 좌굴 모드 i 의 허용 하중 P_{ai} 에 대해서,

$$P_{ai} \geq a\bar{P} \quad (a : \text{안전율}) \quad (17)$$

로 하는 것이 일반적이다. 여기서, 간단히 하기 위해서 전체 좌굴과 국부 좌굴의 경우에 같은 안전율을 사용하면, 최적해(최적설계)의 파손확률은 안전율만의 함수로 되고, a 를 변수로 해서 식(15)를 만족시킬 수 있으며, 이의 계산과정을 Fig.8에 보인다.

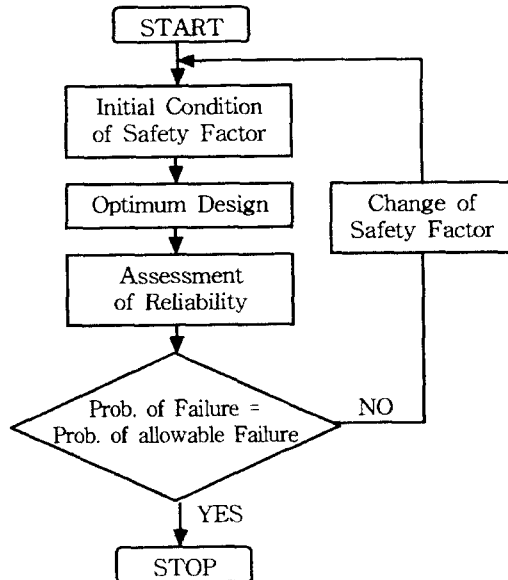


Fig.8 Procedure for deterministic Optimization to satisfy required Reliability

4. 3. 원통형 셸의 중량 비교

최적 신뢰성 설계와 확정적인 최적 설계 각각의 최소 중량을 비교해 본다. 허용 파손확률을 신뢰성 지표 $\beta=3$ 에 해당하는 $P_f^* = 1.35 \times 10^{-3}$ 으로 한 경우의 비교를 Fig.9에 보인다. Fig.9에서 횡축은 하중의 크기를 나타내고, 종축은 확정적인 설계의 최소 중량으로서 무차원화한 값을 나타내며, 이로부터 다음과 같은 사실을 알 수 있다.

1) 최적 신뢰성 설계를 행하는 경우, 종래의 최적 설계에 비해서 중량의 감소를 가져올 수 있다. 확정적인 최적 설계에서는, 결과적으로 원통의 국부 좌굴 허용 하중에 대한 제약[식(17)]에 의해서 원통의 두께가 결정된 것에 대해서, 최적 신뢰성 설계에서는 전체 좌굴 강도에 미치는 원통의 국부 좌굴의 영향도를 고려해서 원통의 두께가 결정되기 때문이다.

2) 원통과 보강재 모두 MS로 설계할 때는, 하중이 큰 경우에 그 비가 1에 가깝다. 이것은 하중이 클 때, MS의 항복 응력에 의한 설계가 거의 지배적이기 때문이다.

3) 원통과 보강재 모두 HT로 설계할 때는, 하중이 적은 경우에 비율이 1에 가깝다. 이것은 하중이 적을 때의 좌굴이 탄성 범위를 크게 벗어나기 때문이며, HT화의 유효성이 적은 것으로 된다.

다음에 허용 파손확률이 작고, 신뢰도가 높은 경우($\beta=4$ 에 해당하는 $P_f^* = 3.17 \times 10^{-3}$)를 Fig.10에 보인다.

4) Fig.9와 같이, 최적 신뢰성 설계를 행하는 경우, 중량의 감소를 기할 수 있다.

5) Fig.9, 10 모두 원통 셸만 HT화 한 경우의 신뢰성 설계의 유효성이 크다. 원통 셸의 국부 좌굴 후의 전체 좌굴 강도는 보강재의 잉여 강도에 의존하지만, 원통 셸만 HT화 한 경우, MS로 된 보강재의 항복 응력이 낮아져 잉여 강도가 작아진다. 따라서 강재 조합의 3번째 경우가, 원통 셸의 국부 좌굴이 전체 좌굴에 미치는 영향이 가장 크게 되고, 신뢰성 설계가 유효한 것으로 된다.

6) 경량화의 비율이 4% 정도로 비교적 작은 것은, 신뢰성 설계, 확정적인 설계 모두 같은 신뢰도를 가지는 최적해의 비교 기준이 된다.

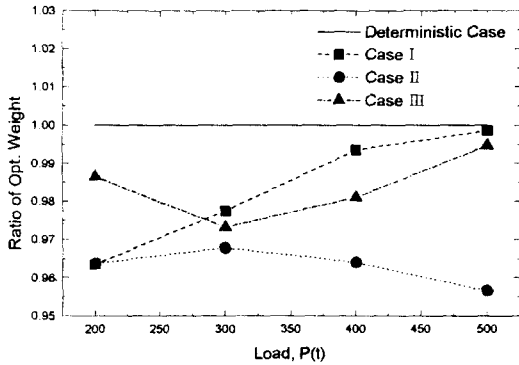


Fig.9. Comparison of Weights between Reliability-based Optimal Design and Deterministic Optimal Design with same Reliability $P_f=1.35 \times 10^{-3}(\beta=3)$

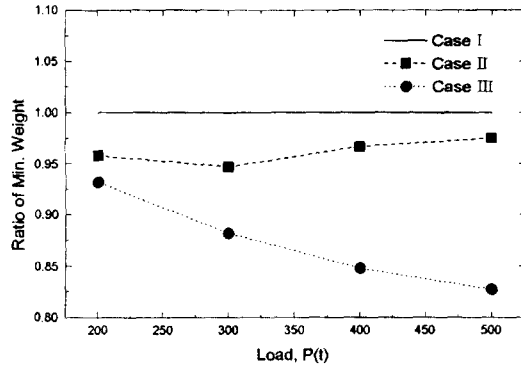


Fig.11. Minimum Weight of Reliability-based Optimal Design ($\beta=4$)

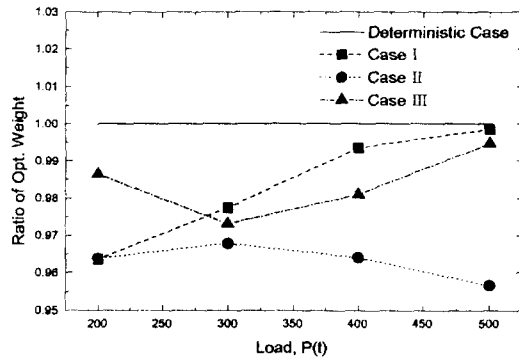


Fig.10. Comparison of Weights between Reliability-based Optimal Design and Deterministic Optimal Design with same Reliability $P_f=3.17 \times 10^{-3}(\beta=4)$

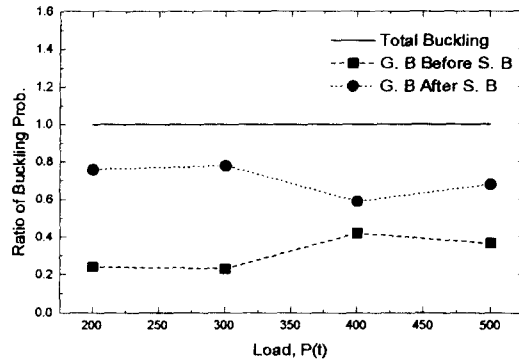


Fig.12. Ratio of Global Buckline(G. B) Probability Before and After Cylindrical Shell Buckling(S.B) (Case I : Shell/MS, Stiffener/MS)

Fig.11에는 HT화에 관한 중량의 비교를 보인다. 종축은, 신뢰도 $\beta=4$ 일 때의 신뢰성 설계의 최소 중량을 보강재, 원통 쉘 모두 MS로 한 경우를 기준으로 무차원화 한 것으로, 원통 쉘, 보강재 모두 HT화 한 경우에 가장 중량의 감소를 크게 할 수 있고, 하중이 커지면, 경량화율이 커짐을 알 수 있다. 원통 쉘 만을 HT화 한 경우에 있어서는 경량화가 그림과 같이, 하중이 커지면 그 효과는 작아진다. 하중이 커질 때에는 항복 응력, 특히 원통 쉘의 국부 좌굴 후의 잉여 강도에 직접 관련되는 보강재의 항복 응력의 영향이 커짐을 알 수 있다. 중량 경감의 관점에서는 HT화를 행하는 경우 원통 쉘, 보강재를 모두 HT화 하는 것이 중량 경감

을 크게 할 수 있음을 알 수 있다.

4. 4. 원통형 쉘의 국부 좌굴 전후의 파손확률

원통 쉘의 국부 좌굴의 허용의 유효성을 확인하기 위해서, 파손확률을 검토해보자.

A) 원통 쉘의 국부 좌굴 전에 전체 좌굴할 확률 (Fig.6)

B) 원통 쉘의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴할 확률 (Fig.7)의 비율을 보인다. 전체로서의 전체 좌굴이 발생할 확률은, 신뢰성 지표 $\beta=4$ 에 해당하는 $P_f=3.17 \times 10^{-5}$ 이다.

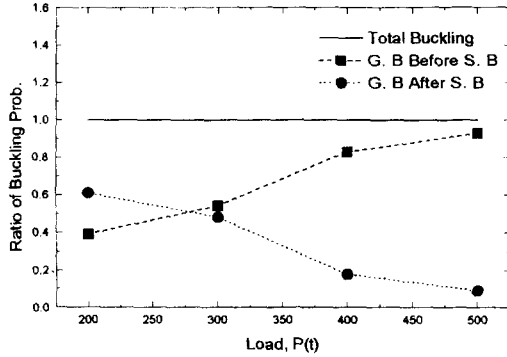


Fig.13. Ratio of Global Buckling(G. B) Probability Before and After Cylindrical Shell Buckling(S.B) (Case II: Shell/HT, Stiffener/MS)

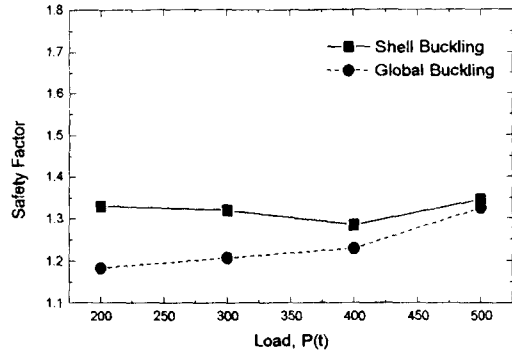


Fig.15. Safety Factor as a result of Optimal Reliability-based Design ($\beta=3$ and Case I)

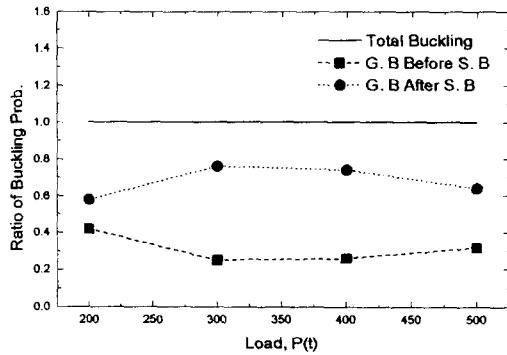


Fig.14. Ratio of Global Buckling(G. B) Probability Before and After Cylindrical Shell Buckling(S.B) (Case III: Shell/HT, Stiffener/HT)

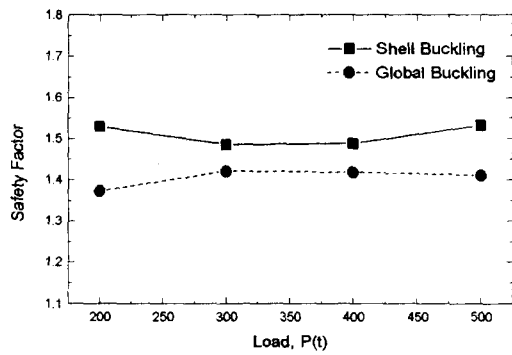


Fig.16. Safety Factor as a result of Optimal Reliability-based Design ($\beta=4$ and Case I)

1) 원통 셸, 보강재 모두 MS로 한 경우 (Fig.12)
 전반적으로 원통 셸의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴하는 비율이 크다. 하중이 크지 않을 때에는, 원통 셸의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴하는 비율이 약 80% 정도를 점하며, 거의 원통 셸 국부 좌굴 후에 전체 좌굴이 일어나므로 원통 셸의 국부 좌굴 허용 설계가 가능하다. 하중이 클 때에는, 원통 셸의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴이 일어나는 비율이 떨어짐을 알 수 있다. 그 이유는, 하중이 클 때에는 응력이 항복 응력에 가깝고, 원통 셸의 국부 좌굴에 의한 유효 단면적의 감소는 응력의 증대와 관련되므로, 원통 셸의 국부 좌굴 강도를 높여서 설계해야 할 것이다.

2) 원통 셸만 HT화 한 경우 (Fig.13)

하중이 작을 때에는 원통 셸의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴이 일어나는 비율이 크지만, 하중이 클 때에는, 원통 셸의 국부 좌굴 전에 전체 좌굴이 일어나는 비율이 커짐을 알 수 있고, 이로부터 하중이 작을 때에는 원통 셸의 국부 좌굴의 허용 설계가 이루어지고, 하중이 클 때에는 원통 셸의 국부 좌굴은 허용하지 않는 설계가 되어야 한다. 그 이유로서는, 앞에서도 설명하였듯이 MS로 된 보강재의 잉여 강도가 작게 되어, 결과적으로 하중이 클 경우에는, 항복 응력이 적은 보강재 측의 좌굴 (초기 항복)이 지배적이기 때문이다.

3) 원통 셸과 보강재 모두 HT로 한 경우 (Fig.14)

전반적으로 원통 셸의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴

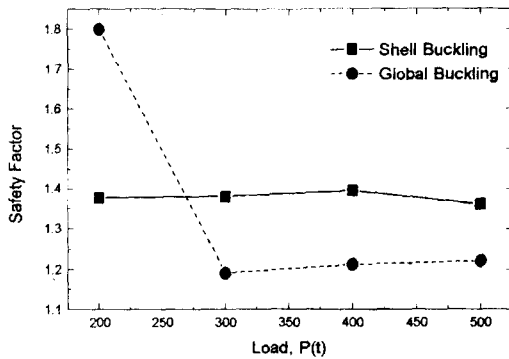


Fig.17. Safety Factor as a result of Optimal Reliability-based Design ($\beta=3$ and Case II)

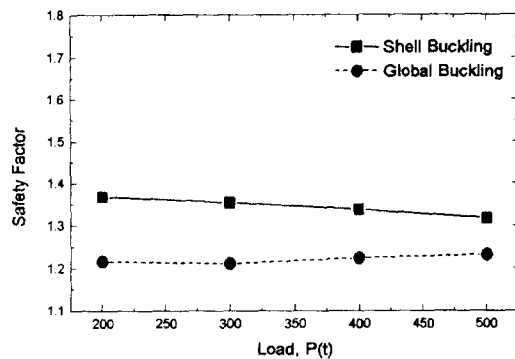


Fig.19. Safety Factor as a result of Optimal Reliability-based Design ($\beta=3$ and Case III)

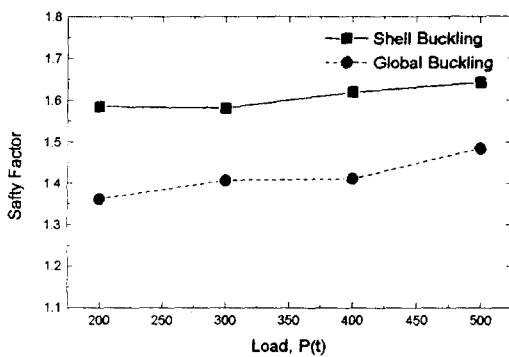


Fig.18. Safety Factor as a result of Optimal Reliability-based Design ($\beta=4$ and Case II)

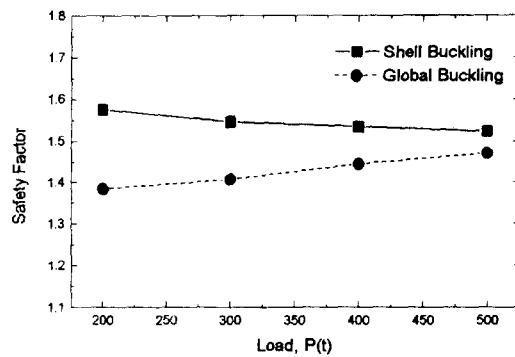


Fig.20. Safety Factor as a result of Optimal Reliability-based Design ($\beta=4$ and Case III)

이 일어나는 비율이 큰 원통 쉘의 국부 좌굴의 허용 설계가 가능하나, 하중이 작을 때 원통 쉘의 국부 좌굴 후에 전체 좌굴이 일어나는 비율이 낮아진다. 하중이 적어 응력이 낮을 때 보강재의 HT화에 의한 원통 쉘의 국부 좌굴 전에 보강재를 적게 배치할 수 있다. 원통 쉘의 국부 좌굴 전/후의 상태에서 요구되는 보강재 강도의 유지가 커져서, 결국 원통 쉘의 국부 좌굴 강도를 크게 한 설계로 된다.

4.5. 신뢰성 평가에 근거한 안전율

최적 신뢰성 설계의 결과로부터 얻어지는 안전율에 관해서 검토해 보자. 여기서, 원통 쉘의 국부 좌굴과 전체 좌굴(단, 원통 쉘의 유효폭을 고려)에 관한 안전율을 보면, 이 안전율을 사용해서, 전체

좌굴의 신뢰도가 $\beta=3$ 또는 $\beta=4$ 로 한다.

- 1) 원통 쉘과 보강재 모두 MS로 하는 경우 (Fig.15, 16)

높은 신뢰도를 얻기 위해서 안전율을 크게 할 필요가 있고, $\beta=3$ 레벨과 비교해서 $\beta=4$ 레벨에서는 전반적으로 안전율이 약 20% 크다. 하중이 클 때 원통 쉘의 국부 좌굴의 안전율이 작게 되어 전체 좌굴의 안전율이 커진다. 하중이 크게 됨에 따른 원통 쉘의 국부 좌굴의 허용 설계가 가능함을 나타낸다. 원통 쉘의 국부 좌굴에 대한 안전율이 가장 높지만, 이것은 원통 쉘의 국부 좌굴 강도의 벗어남이 보다 커지기 때문이며, 설계치(기대치)에 있어서 파손면의 근사 예측(안전율)보다도 실제의 (AFOM법) 파손면에 가까워지게 된다. 이

것은 기대치 점 주위의 분산을 사용하는 (Mean) FOSM법에 관해서도 같은 결과를 보인다.

2) 원통 쉘만을 HT로 하는 경우 (Fig.17, 18)

하중이 커지는 원통 쉘의 국부 좌굴에 대한 안전율이 커지고, 원통 쉘의 국부 좌굴을 허용하지 않는 설계로 된다.

3) 원통 쉘, 보강재 모두 HT로 하는 경우 (Fig.19, 20)

MS로 하는 경우와 같은 경향을 보인다. 이 경우, 항복 응력의 상승분만큼 MS의 경우의 하중이 작을 때에 거의 해당한다.

5. 결 론

원통 쉘의 좌굴 문제에 있어서 최적 신뢰성 설계를 행하고, 종래의 확정적인 최적 설계와 비교해서, 또 HT화를 행하는 경우에 관해서도 검토하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 최적 신뢰성 설계를 행함으로써, 허용 신뢰도에 따라, 원통 쉘의 국부 좌굴 및 전체 좌굴에 대한 여유를 최적으로 설정할 수 있고, 가장 경량의 원통 쉘을 설계할 수 있다. 종래의 최적 설계와 비교한 경우, 최적 신뢰성 설계에서는 적어도 4% 정도의 중량 경감이 가능하고, 일반적인 설계와 비교한 경우, 중량 경감화율은 이것을 상회한다. 구조 부재수가 적은 보강재붙이 원통 쉘의 설계에 있어서도 중량 경감을 기할 수 있으므로, 보다 부재수가 많고, 파손 모드수의 수가 커지는 경우에는, 최적 신뢰성 설계의 유효성이 보다 커질 것으로 생각된다.

(2) 최적 신뢰성 설계의 결과로부터, 원통 쉘과 보강재 모두를 MS 또는 HT로 하는 경우에는 기본적으로 원통 쉘의 국부 좌굴을 허용하는 최종 강도 설계를 할 수 있고, 응력이 항복응력에 가까워져 원통 쉘의 국부 좌굴을 허용하지 않는 설계로 이행한다. 원통 쉘만 HT로 하고, 보강재는 HT로 하는 경우에는 하중, 응력이 작을 때에는, 최종 강도 설계로 되고, 그 이외는 원통 쉘의 국부 좌굴을 허용하지 않는 설계로 된다.

(3) 최적 신뢰성 설계의 결과로부터 구해지는 안전율을 사용하는 것에 의해서, 벗어남을 고려해서, 허용 신뢰도를 만족하는 안전율의 설정이 가능하고, 새로운 구조물의 설계에 적용할 수가 있다.

참고문헌

- 1) Wu, Y. T. (1994) : Computational Methods for Efficient Structural Reliability and Reliability Sensitivity Analysis, J. of AIAA, Vol.32, No.8, 1717~1723
- 2) 室津義定, 岡田博雄, 大石剛, 仁保治, 西村勝好 (1990) : 半沒水型雙胴船の構造信頼性評價, 日本造船學會論文集, Vol.167, 205~213
- 3) 安藤清, 戶澤秀, 渡邊榮一, 井上總一郎 (1989) : 船體構造信頼性の評價事例に關する一考察, 日本造船學會論文集, Vol.166, 325~334
- 4) Nakib, R. and Franygopol, D. M. (1990) : Reliability-based structural Optimization using interactive graphics, Computer & Structures, Vol.37, No.1, 27~34
- 5) Yoshimura, Y. (1955) : On the Mechanism of Buckling of a Circular Cylindrical Shell under Axial Compression, NACA, TM1390
- 6) Foster, C. G. (1979) : Some Observation on the Yoshimura Buckle pattern for Thin-walled Cylinders, J. of Appl. Mech., Vol.46, 377
- 7) Timoshenko, S. P. and Gere, J. M. (1961) : Theory of Elastic Stability, 2nd Ed., McGraw-Hill
- 8) Toi, Y. and Kawai, T. (1987) : Discrete limit Analysis of Thin-walled Structures, Rep. of the Inst. of Industrial Sci., Univ. of Tokyo, Vol.34, No.1, 21~28
- 9) Det Norske Veritas Classification Notes, No.30.1, (Oct. 1987) : Buckling strength analysis of mobile offshore units
- 10) Carlsen, C. A. (1977) : Simplified collapse analysis of stiffened plates, Norwegian Maritime Research, No.4, 20~36
- 11) Hasofer, A. M. and Lind, N. C. (1974) : An exact and invariant first-order reliability format, J. of Eng. Mechanics, ASCE, Vol.100, No.EM1, 111-121
- 12) 米澤政昭, 室津義定, 丹羽一邦 (1978) : 構造物の信頼性解釋法(正規分布に従う場合), 日本機械學會論

不規則荷重을 받는 Shell 構造物の 動的 信賴性 解析에 關한 研究

- 文集, Vol.44, No.385, 111~121
- 13) 大坪英臣, 福村勝 (1992): 信賴性評價に基づく構造物の最適設計に關する研究, 日本造船學會論文集, Vol.170, 493~501
- 14) 室津義政監譯 (1986): 構造信賴性-理論と應用, シュブリコが・フェラク 東京
- 15) 室津義定 (1996): 信賴性に基づく構造物の設計, 日本造船學會誌, Vol.774, 49~56
- 16) 青木元也 (1994): 船體構造に關する研究動向-信賴性評價-, 日本造船學會誌, Vol.774, 48-51