
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 32 卷第 1 號 1995 年 2 月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 32, No. 1, February 1995

二重船體 油槽船의 衝突強度解析

백점기*, P. T. Pedersen**

Collision Strength Analysis of Double Hull Tanker

by

J. K. Paik* and P.T. Pedersen**

요 약

본 논문에서는 이상화구조요소법을 적용하여 이중선체 유조선의 충돌손상 해석기법을 개발하고, 모형실험결과와의 비교를 통하여 개발한 해석기법의 정도를 검증한 뒤 4만톤급 컨테이너선의 선수가 이중선체 VLCC의 선체를 충돌할때의 손상거동을 각종설계인자(이중선체폭, 선체 부재치수등)를 변화시켜 가면서 시리즈해석을 수행하여 그 특성을 분석하였다. 본 해석법은 항복, 압괴(crushing), 파단(rupture), 국부 및 전체파손의 상관효과, 변형속도(strain-rate) 영향, gap/contact조건등을 고려하고 있으며, 소요계산시간이 유한요소법에 비해 극히 짧고 해석정도도 높으므로 실제선박의 충돌문제에 대한 구조설계 및 안전성 평가시에 유용하게 적용할수 있는 "설계응용을 겨냥한 충돌해석방법"(design-oriented collision analysis procedure)이라 할수 있다.

Abstract

A design-oriented method for analysis of the structural damage due to ship collisions is developed by using the idealized structural unit method(ISUM). The method takes into account yielding, crushing, rupture, the coupling effects between local and global failure of the structure, the influence of strain-rate sensitivity and the gap/contact conditions. The method is verified by a comparison of experimental and numerical results obtained from test models of double-skin plated structures in collision/grounding situations with the present solutions. As an illustrative example, the method has been used for analyses of a side collision of a double-hull tanker. Several factors affecting ship collision response, namely the collision speed and the scantlings/arrangements of strength members, are discussed.

발 표 : 1994년도 대한조선학회 추계연구발표회('94. 11. 12)

접수일자 : 1994년 10월 24일, 재접수일자: 1995년 2월 10일

* 정희원, 부산대학교 조선해양공학과, 기계기술연구소 연구원

** 덴마크공대 해양공학과

기호설명

- A_{sx}, A_{sy} : 보강관요소의 종, 횡보강재 횡단면적
- a : 판요소의 길이
- B : 선폭
- b : 판요소의 폭
- B_d : 이중선체폭
- D : 선박깊이
- d : 선박흘수
- E : 탄성계수(Young률)
- f_c : 판요소의 압괴강도 상관관계식
- f_y : 판요소의 항복 상관관계식
- H_x, H_y : 각각 판요소의 x, y방향 압괴장 (crushing length)
- H_{xe}, H_{ye} : 각각 판요소의 x, y방향 유효 압괴장 (effective crushing length)
- k_{gc} : gap/contact 요소의 축방향 강성
- L : 선박길이
- t : 판두께
- t_{xeq}, t_{yeq} : 각각 보강관요소의 x, y방향 등가판두께
- u, v, w : 판요소의 변위함수
- V : 충돌속도 (m/s)
- V_m : 평균 충돌속도 (m/s)
- W_S : 모형중량
- Δt_o : 선측외판 두께 증분
- Δt_i : 선측내판 두께 증분
- Δt_s : 선측스트링거 두께 증분
- Δt_w : 횡웨브 두께 증분
- ϵ_{eq} : 주인장 변형률
- ϵ_r : 임계 파단 변형률
- $\epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$: 판요소의 평균변형률 성분
- $\dot{\epsilon}_I, \dot{\epsilon}_I$: 각각 압괴전, 후 판요소의 평균변형속도 (average strain-rate)
- ν : 포와송비
- σ_m : 재료의 정적 평균 압괴강도
- σ_{md} : 재료의 동적 평균 압괴강도
- σ_o : 재료의 정적 flow 응력 ($= (\sigma_Y + \sigma_T)/2$)
- σ_{od} : 재료의 동적 flow 응력
- σ_T : 재료의 인장최종강도
- σ_x, σ_y, τ : 판요소의 평균응력성분
- $\sigma_{xmc}, \sigma_{ymc}$: 각각 x, y 방향 압축력하의 판요소의 평균압괴강도
- σ_Y : 재료의 항복응력
- τ_{mc} : 전단력하의 판요소의 평균압괴강도
- τ_o : 재료의 전단 flow 응력 ($= \sigma_o / \sqrt{3}$)

- $\{\Delta\sigma\} = \{\Delta\sigma_x, \Delta\sigma_y, \Delta\tau\}^T$: 응력증분 벡터
- $\{\Delta\epsilon\} = \{\Delta\epsilon_x, \Delta\epsilon_y, \Delta\gamma_{xy}\}^T$: 변형률증분 벡터
- $[D]$: 요소의 응력-변형률 행렬
- $[D]^e$: 선형탄성요소의 응력-변형률 행렬

1. 서론

최근 해양오염방지측면에서 유조선이나 기타 위험물 운반선의 사고에 의한 적재화물의 유출방지문제가 관심의 대상이 되고 있다. 선박간 충돌문제의 경우, 피충돌선의 선측내판이 파단하기까지의 선측구조의 충돌에너지 흡수능력을 최대화함으로써 화물유출 위험을 최소화 할 수 있을 것이다.

선박간 충돌해석문제는 일반적으로 내부역학적 문제(internal mechanics)와 외부 역학적 문제(external mechanics)로 분류 할 수 있다. 전자는 충돌하는 동안의 피충돌선에 대한 손상거동을 해석하는 것이며, 후자는 주위해수의 영향을 고려하여 충돌선과 피충돌선의 시간의존 강체운동 응답을 시뮬레이션하는 것이다.

본 연구에서는 Fig.1에 나타내는 바와 같이 충돌선의 선수가 피충돌선의 선측을 충돌하는 선측충돌 문제에서 내부역학적문제만을 다루고자 한다.

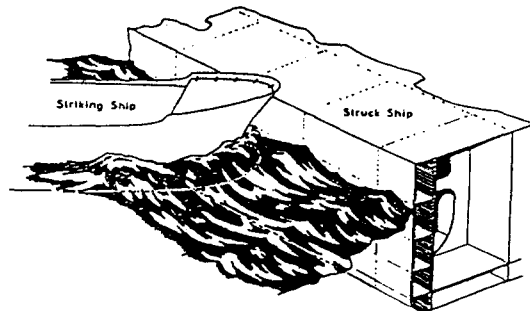


Fig. 1 A typical ship/ship collision situation

선측충돌문제에서는 큰 변형이 발생하며, 그 결과 피충돌선의 강도부재는 굽힘에 의한 항복, 압괴(crushing), 파단(rupture)등의 파손을 경험할 가능성이 있다. 일상적인 하중 또는 극한 하중상태하의 구조설계시와는 달리 충돌문제에서는 구조부재의 잔류응력이나 초기처짐의 영향은 극히 적고 무시할 수 있다. 선수충돌 문제에서와는 달리 피충돌선의 선측구조는 국부적으로 뿐만아니라 구조전체적으로도 변형하게 되며, 충돌선의 선수가 진입해 감에 따라 피충돌선

의 선측외판뿐만아니라 내판도 변형하고 손상을 입게 된다. 즉, 국부적 및 전체적 파손의 상관효과가 구조거동에 크게 영향을 미치게 된다. 더욱이, 선박충돌은 기본적으로 동적문제라 다루어야하며 동적효과에 관한 검토가 필요하다.

지금까지 Jones[1], van Mater 와 Giannotti[2], Samuelides 와 Frieze[3] 등에 의해 선박충돌문제에 관한 방대한 문헌조사가 이루어져 있다.

선박간 충돌응답해석은 Minorsky[4]에 의해 처음으로 시도되었다. 그는 고에너지 충돌문제를 대상으로 충돌시 운동에너지와 피충돌선 손상부 체적간에 선형적인 관계를 주는 경험식을 제안하였다. Minorsky의 방법은 그후에 Haywood[5], Woisin[6]등에 의해 수정 보완되었다. 이 방법은 실제 선박의 충돌자료와 실험결과를 바탕으로 하고 있기 때문에 기존의 구조방식을 가진 선체의 충돌문제에 있어서는 유용한 정보를 제공해준다. 그러나, 이중선체 유조선과 같이 새로운 구조방식을 가진 선박의 충돌문제에 이 방법을 적용하기에는 무리가 따른다.

강소성이론을 적용하여 기본적인 구조단위에 대해 도출한 압괴강도(crushing strength)를 기초로한 간이 해석적 모델이 다수 제안되어졌다 (McDermott등[7], Reckling[8,9], Kinkead[10], Hysing[11], Yang[12], Pedersen등[13], Kierkegaard[14]). 이 모델들은 국부적 및 전체적 파손의 상관효과를 고려하지 않고 있기 때문에 주로 국부파손이 지배적인 선수충돌 문제에 적용되고 있으며, 선측 충돌시 손상해석 문제에 적용하는것은 부적절하다.

선박간 충돌응답해석을 위해 많은 수치적 방법도 개발되어져 왔다. 그중에서, 유한요소법은 가장 강력한 방법중의 하나이다. 실제로 Lenseink등[15]은 유한요소법을 적용하여 선박간 충돌시 손상거동을 아주 높은 정도로서 해석한바 있다. 그러나, 유한요소법의 약점중의 하나는 대형선체구조의 해석시 모델링과 수치계산에 방대한 시간이 요구된다는 점이다. 따라서, 새로운 해석법을 개발함에 있어서는 어떻게 하면 모델링과 수치계산을 위한 소요시간을 줄일 수 있을 것인가에 초점을 맞추고 있다.

Pettersen[16]은 항복과 압괴를 고려하여 피충돌선 선측구조의 손상거동을 해석할 수 있는 간이 유한요소법을 개발하였으며, 그후 Valsgard등[17]은 파단효과도 고려하여 이 방법을 개선하였다. Egge 와 Bockenhauer[18]도 유사하게 선측구조의 파단을 고려한 상세유한요소해석법을 제시하였다. 이들 방법은 모두, 기존의 유한요소법의 해석기법을 채용하고 있기 때문

에 모델링과 계산에 여전히 많은 시간이 소요되어 실제설계를 위해 적절치 못하다.

Ito등[19]에 의해서도 충돌에 관한 일련의 연구가 이론적 및 실험적으로 행해졌다. 이들은 선박간 충돌시물레이션을 위해 간이 수치 해석법을 제안하였다. 이 방법은 인장막응력의 효과, 피충돌선의 선측구조의 파단효과를 고려하였으나, 압괴거동은 고려하지 않았으며, 국부 및 전체파손의 상관효과는 무시하였다.

이상에서 본바와 같이 지금까지 선박충돌문제에 대해 효율적이면서도 정도높은 설계응용을 겨냥한 해석법이 개발되어 있지 않은 실정이다. 본 연구에서는 실제 설계문제에 실용적으로 적용할 수 있는 해석기법을 개발하고자 한다.

모델링에 대한 노력과 계산시간을 줄일 수 있는 확실한 방법은 자유도수를 줄이는 것이다. 대상구조물을 큰 구조단위로 모델링함으로써 자유도수를 크게 줄일 수 있다. 이상화구조요소(idealized structural unit)를 이용하면 큰 구조단위의 실제적인 비선형거동을 모델링할 수 있다. 70년대 중반에 Ueda와 Rashed[20]는 이상화구조요소법(ISUM : idealized structural unit method)을 제안한바 있다. 이 방법은 뒤에 Paik[21]에 의해 선체구조의 점진붕괴해석문제에 적용된바 있으며, 여러 적용예를 통하여 이 방법의 유용성이 알려져 있다[22]. 본 연구에서도 ISUM을 적용하여 이중선체유조선의 충돌손상해석기법을 개발하고자 한다.

어떤 선박의 선수가 이중선체유조선의 선측과 충돌할때 피충돌선의 선측구조는 손상을 입게 된다. 충돌력의 대부분은 처음에 선측외판의 인장막력에 의해 지탱된다. 이 충돌력을 계산하기 위하여 피충돌선의 충돌부근방의 내외측판을 파단거동을 고려한 인장막력판요소로 모델링한다. 선측 내외판을 연결짓는 횡방향웹과 선측스트링거는 항복, 압괴, 파단을 고려한 사각형판요소로 모델링한다. 보강재의 효과는 등가판두께의 개념을 도입하여 고려한다. 국부 및 전체파손에 관한 상관효과는 기존의 기하학적 비선형유한요소해석이론을 적용하여 포함시킨다. 충돌선은 강체로서 근사시키며, 충돌선의 선수형상의 변화에 따른 충돌시 접촉조건은 gap/contact요소를 이용하여 다룬다. 본 해석법은 기본적으로 정적하중상태에서 정식화 되지만, 재료의 변형속도(strain-rate)를 근사적으로 고려함으로써 동적효과도 포함시킨다.

모든 구조요소의 강성행렬은 명시적형태로 정식화되며, 결과적으로 계산시간의 절감효과를 얻을 수 있다. 본 해석법의 정도는 구조모형에 대한 실험 및 수치

해석결과와의 비교를 통하여 검증한다. 실제 적용예로서 40,000톤급 컨테이너선의 선수가 이중선체 VLCC 선체를 충돌할때를 대상으로 시리즈 해석을 수행한다. 충돌응답에 영향을 미치는 인자들, 예컨대 충돌속도, 강도부재의 치수/배치를 변화 시킨다.

2. ISUM 판요소(ISUM Plate Unit)

Fig.2에 본 해석에서 주로 사용되는 ISUM 판요소를 보여주고 있다. 이 요소에는 보강재가 종 또는 횡방향으로 부착되어 있을 수도 있다. 판 부재는 2축 방향 압축/인장 및 전단력의 조합하중을 받는다. 요소의 거동은 네모서리의 절점에서 각각 3개의 절점자유도로서 표현된다.

작용하중이 증가함에 따라 판요소는 좌굴, 항복, 압괴, 파단과 같은 비선형거동을 보이게 된다. 그러나, 좌굴의 경우, 충돌문제에서와 같이 과도한 압축변형이 일어나는 경우에는 구조전체 거동에 미치는 영향이 적기 때문에 문제를 단순화시켜 본 연구에서는 판의 국부좌굴거동을 무시하여 다루기로 한다.

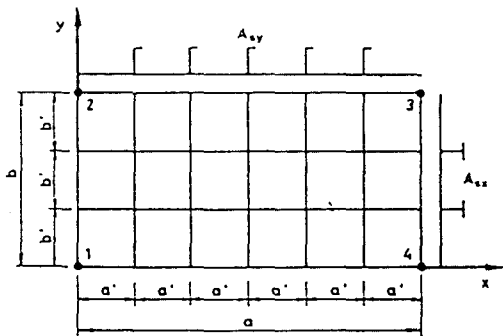


Fig. 2 A rectangular plate unit (● indicators nodes)

Fig.3에는 ISUM 판요소의 이상화시킨 응력-변형률관계를 보여주고 있다. 압축력이 증가함에 따라 압괴조건을 만족하면 요소는 압괴하고, 압괴한 요소의 강성은 0으로 된다. 한편, 인장력이 작용하여 항복조건을 만족할때 요소는 항복하게 된다. 항복한 요소의 강성은 물론 0으로 되지만 인장변형률이 임계파단인장률(critical rupture strain)에 도달하면 파단이 일어난다. 파단한 요소의 응력은 주변요소에 재분배될 것이다.

이하에서는 응력-변형률관계를 명시적인 형태로 도출한다.

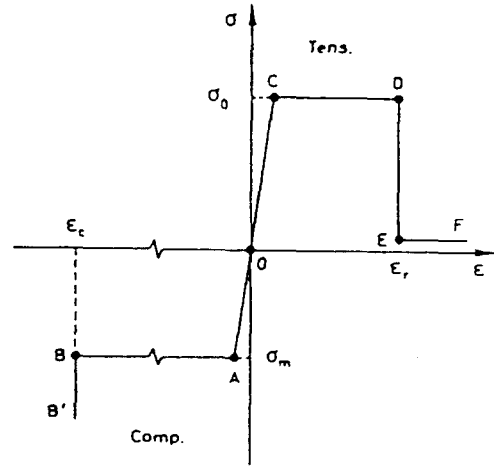


Fig. 3 The idealized stress-strain model of a rectangular plate unit

2.1 이상화 시킨 응력-변형률모델

Fig.3에 나타난 요소의 응력증분과 변형률증분관계는 정적문제인 경우에 일반적으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[\Delta\sigma] = [D][\Delta\epsilon] \tag{1}$$

후술하는 바와 같이 동적효과는 재료항복강도에 미치는 변형속도의 영향을 근사적으로 고려하여 다룬다.

(1) 범위 OA 와 OC : 압괴전 또는 항복전

이 범위에서 요소는 선형탄성상태에 놓여있다. 따라서, 요소의 응력-변형률행렬은 보강재의 효과를 고려하면 다음과 같이 된다.

$$[D] = [D]^e \tag{2}$$

$$= \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 + \frac{(1-\nu^2)A_{xx}}{bt} & & & & SYM \\ & \nu & & & \\ & & 1 + \frac{(1-\nu^2)A_{yy}}{at} & & \\ & & & 0 & \\ & & & & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix}$$

여기서, A_{xx}와 A_{yy}는 각각 x 및 y 방향 보강재의 단면적이고, a 와 b는 각각 요소의 길이 및 폭을 나타낸다.

(2) 점 A : 평균 압괴강도

계산모델을 단순화시키기 위해 평균 압축응력이 평

균 압괴강도에 도달하면 판요소는 압괴한다고 가정한다. 저자들[23]은 1축 방향 압축력을 받는 보강되지 않은 판의 평균 압괴 강도식을 도출한바 있다. 이 식들을 보강판에 적용하기 위해 보강재의 효과를 등가판두께로 치환하여 나타내면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\sigma_{xmcr}}{\sigma_0} = -\frac{H_{xe}}{H_x} \left[2.6732 \left(\frac{t_{xeq}}{b} \right)^{0.5} + 0.5015 \frac{t_{xeq}}{b} \right] \quad (3.a)$$

$$\frac{\sigma_{ymcr}}{\sigma_0} = -\frac{H_{ye}}{H_y} \left[2.6732 \left(\frac{t_{yeq}}{b} \right)^{0.5} + 0.5015 \frac{t_{yeq}}{b} \right] \quad (3.b)$$

여기서,

$$H_x = 0.5513 \sqrt{bt_{xeq}}$$

$$H_y = 0.5513 \sqrt{at_{yeq}}$$

$$t_{xeq} = t + A_{xx} / b$$

$$t_{yeq} = t + A_{yy} / a$$

실험결과[24]에 의하면 유효압괴장(effective crushing length)은 보강되지 않은 판요소의 경우, 전체길이의 약 73%임이 알려져 있다. 그러나, 보강판의 경우, 보강재가 압괴과정에서 일찍 접촉하게 되므로 유효압괴장이 짧아진다는 것이 알려져 있다[25,26].

유효압괴장은 판의 기하학적형상, 보강재의 치수등에 의존하며 보다 상세한 연구가 필요하다. 그러나, 본 연구에서는 문제를 단순화시키기 위해 보강판의 유효압괴장은 전체길이의 60%[25]로 가정한다. 따라서, 식(3)의 $\frac{H_{xe}}{H_x}$ 및 $\frac{H_{ye}}{H_y}$ 는 다음과 같이 된다.

$$\frac{H_{xe}}{H_x} = \frac{H_{ye}}{H_y} = 0.73 \text{ 보강되지 않은 판요소} \quad (4.a)$$

$$\frac{H_{xe}}{H_x} = \frac{H_{ye}}{H_y} = 0.60 \text{ 보강판요소} \quad (4.b)$$

한편, 순수전단력이 작용하는 경우의 평균압괴강도는 보강판 및 보강되지 않은 판 모두 전단항복응력과 동일하다고 가정한다. 즉,

$$\tau_{mcr} = \tau_0 \quad (5)$$

조합하중이 작용할때는 각 평균응력의 함수로서 다음의 상관관계식을 가정한다.

$$f_c = \left[\frac{\sigma_x}{\sigma_{xmcr}} \right]^2 + \left[\frac{\sigma_y}{\sigma_{ymcr}} \right]^2 + \left[\frac{\tau}{\tau_{mcr}} \right]^2 - 1 = 0 \quad (6)$$

요소에 작용하는 평균응력 성분을 식(6)에 대입하여 식(6)이 만족될때 요소는 압괴한다. 이 계산에서 인장축력은 0으로 간주한다.

(3) 범위 AB : 압괴후

압괴된 요소의 면내강성은 0으로 된다. 그러나, 응력성분은 압괴강도 상관관계곡면을 따라 변할 가능성이 있다. 이때의 응력-변형률행렬은 기존의 탄소성유한요소법에서의 항복조건에 대한 응력-변형률행렬의 도출방법[27]과 같은 방법으로 다음과 같이 도출된다.

$$[D] = [D]^e - \frac{[D]^e \left\{ \frac{\partial f_c}{\partial \sigma} \right\} \left\{ \frac{\partial f_c}{\partial \sigma} \right\}^T [D]^e}{\left\{ \frac{\partial f_c}{\partial \sigma} \right\}^T [D]^e \left\{ \frac{\partial f_c}{\partial \sigma} \right\}} \quad (7)$$

(4) 점 B 및 범위 BB' : 완전압괴후

판구조물의 압괴실험결과에 의하면 임의의 유효압괴장만큼 압괴가 진행되고 난 후에는 더이상 압괴가 일어나지 않고 강체상태에 놓이게 된다. 따라서, 본 연구에서는 압축변형률이 보강판의 경우 0.60, 보강되지 않은 판의 경우 0.73에 이르면 완전 압괴되어 더이상 압축변형률이 증가하지 않고 강성이 급격히 증가한다고 가정한다.

(5) 점 C : 항복

다음에 나타낸 Mises의 항복조건을 만족하면 요소는 항복한다.

$$f_y = \sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\lambda^2 - \sigma_0^2 = 0 \quad (8)$$

(6) 범위 CD : 항복후

항복후의 변형경화효과(strain-hardening effect)는 무시한다. 따라서, 항복한 요소의 강성은 0으로 된다. 그러나, 항복곡면을 따라 응력성분은 변할 수 있다. 항복한 요소의 응력-변형률행렬은 다음과 같이 주어진다[27].

$$[D] = [D]^e - \frac{[D]^e \left\{ \frac{\partial f_y}{\partial \sigma} \right\} \left\{ \frac{\partial f_y}{\partial \sigma} \right\}^T [D]^e}{\left\{ \frac{\partial f_y}{\partial \sigma} \right\}^T [D]^e \left\{ \frac{\partial f_y}{\partial \sigma} \right\}} \quad (9)$$

(7) 점 D : 파단

주인장변형률이 임계 파단 변형률에 도달하면 요소는 파단한다고 가정한다. 즉,

$$\epsilon_{eq} \geq \epsilon_r \tag{10}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \epsilon_{eq} &= \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2} \\ \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \\ \epsilon_y &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \\ \gamma_{xy} &= \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ &\quad + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned}$$

변위함수 u, v, w는 절점변위의 함수로 표현되므로 각 하중 증분단계에서 절점변위가 계산되면 평균변형률 성분은 얻어진다. 임계 파단 변형률은 보통 박판의 경우, 재료의 최종 인장강도시 변형률 또는 파단 변형률이 취해지지만, 실제선박에서 사용되는 후판의 경우, 면외굽힘, 응력집중, 초기균열, 부식, 충격하중등의 원인으로 훨씬 작은 값이 채용되는 것이 보통이다.

(8) 범위 EF : 파단후

파단한 요소는 더이상 인장력에 견디지 못하며 누적내력은 주변요소로 재분배된다. 지금까지 누적되어 있던 내력을 주변요소로 재분배하는 과정에 주변요소의 파손형태가 달라질 수 있으므로 여러 하중증분단계에 걸쳐 조금씩 재분배할 필요가 있다.

2.2 강성행렬

국부및 전체 파손의 상관효과는 기존의 비선형유한요소해석기법을 응용하여 고려할 수 있다. 선박충돌과 같이 압괴변형률이 크게 일어나는 문제에서는 면외대변형뿐만 아니라 면내대변형효과도 무시할 수 없다. 따라서, 이들 모두를 고려한 요소의 강성행렬은 각 파손단계에서 대응하는 응력-변형률행렬을 대입하면 용이하게 도출할 수 있다[27].

3. 인장 막응력 판요소 (Membrane Tension Plate Unit)

선박의 선수가 다른 선박의 선측을 진입해 들어갈때 선측외판에는 큰 인장막효과가 나타난다. 본 연구에서는 인장막응력상태에 놓이기 쉬운 충돌부 근방의 선측외판을 인장막응력판요소로 모델링한다 [34].

인장막응력판요소는 앞절의 일반적인 판요소의 특별한 경우로서 정식화할 수 있다. 구조모델링을 용이하게 하기 위하여 3각형과 4각형의 2종류의 요소를 개발한다. 절점은 모두 모서리에 두며, 자유도는 각 절점에서 3개이다. 인장막응력요소의 이상화시킨 응력-변형률모델은 Fig.3의 인장이 작용할때의 경우와 유사하다. 다만, 강소성체를 가정하므로 탄성변형은 고려할 필요가 없다. 즉, 요소의 응력상태는 처음부터 전단면소성상태에 있으며, 주인장변형률이 임계파단변형률에 도달하면 요소는 파단하고, 파단한 요소의 누적내력은 주위에 재분배시킨다.

4. Gap/Contact 요소

충돌선과 피충돌선간의 Gap/Contact조건은 Onoufriou등[28]이 제안한 Gap/Contact요소를 이용하여 다룬다. 요소의 한 절점은 충돌선구조에 두고 다른 한 절점은 피충돌선의 구조에 두어 두 절점을 비선형 스프링 요소로 연결시킨다.

충돌선이 피충돌선에 진입해 갈때 gap상태에 있는 요소의 길이는 아무런 저항없이 줄어들 것이지만 결국에는 두 절점이 접촉하게 된다. 두 절점의 위치변화는 매 하중증분단계에서 확인하며, 두절점간의 간격이 일정한 값보다 작아지면 contact 상태에 놓이게 된다고 가정한다.

요소는 축방향강성만을 고려한다. gap상태에서 요소는 어떠한 외력도 전달하지 않지만 contact상태에서 요소는 강체로서 거동한다. 따라서 요소의 강성은 다음과 같이 가정할 수 있다. 이를테면,

$$k_{gc} = 10^{-4} \text{ gap 상태} \tag{11.a}$$

$$= 10^9 \text{ contact상태} \tag{11.b}$$

5. 재료 변형속도 효과

앞의 구조요소는 정적하중상태에서 정식화되었다. 그러나, 선체충돌 문제는 기본적으로 동적문제라 다를 필요가 있다. 본 연구에서는 문제를 단순화하기 위해 관성력의 효과는 무시하고 정적상태에서 정식화된 구조요소에 재료의 변형속도효과를 근사적으로 고려해

춤으로써 동적효과를 포함시키고자 한다.

연강의 경우, 변형속도가 증가함에 따라 재료의 항복응력은 크게 증가하는 반면 임계파단변형률은 오히려 감소한다는 것이 알려져있다[29].

일반적으로 변형속도를 충돌속도의 함수로 표현하면 편리하다. 각 판요소의 변형속도는 서로 다르며 파손과정에 의존한다. 저자들은[23] 판의 평균 변형속도를 2종류의 영역, 즉 일상적 붕괴와 압괴상태에서 각각 충돌속도의 함수로 나타내고 그 유용성을 보인바 있다. 즉,

$$\dot{\epsilon}_1 = V_m \left[\left(\frac{1}{a} \right) + \left(\frac{1}{b} \right)^2 \right]^{0.5} \quad \text{압괴전의 판요소} \dots (12.a)$$

$$\dot{\epsilon}_1 = V_m \left[\left(\frac{1}{H_x} \right) + \left(\frac{1}{H_y} \right)^2 \right]^{0.5} \quad \text{압괴후의 판요소} \dots (12.b)$$

여기서, V_m 은 충돌하는 동안의 평균속도로서 충돌 직전 V 에서 정지하기 까지($V=0$)의 평균적인 속도이므로 $V_m = V/2$ 이다.

재료의 항복응력에 대한 변형속도의 영향을 모델링하기 위해 각종 식들이 제안되어져 있다[29]. 이 중에서 Cowper-Symonds 모델은 가장 널리 사용되고 있으며, 이론적 및 수치적 계산에도 적합하다는 것이 알려져있다. 따라서, 재료의 변형속도의 영향을 고려한 항복응력, 평균 압괴 강도 및 임계 파단 변형률은 Cowper-Symonds식을 적용하여 다음식으로 표현된다.

$$\frac{\sigma_{od}}{\sigma_o} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}_1}{d} \right)^{\frac{1}{q}} \quad (13.a)$$

$$\frac{\sigma_{md}}{\sigma_m} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}_2}{d} \right)^{\frac{1}{q}} \quad (13.b)$$

$$\frac{\epsilon_{rd}}{\epsilon_r} = \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}_1}{d} \right)^{\frac{1}{q}} \right]^{-1} \quad (13.c)$$

여기서, 연강의 경우 $d=40.4^1$ 이며, $q=5$. 윗식으로 부터 알 수 있는 바와 같이 변형속도가 d 와 동일할 때 동적 항복응력과 동적 평균 압괴강도치는 정적상태에서의 값의 2배가 되며, 반면에 동적 임계 파단 변형률은 정적상태에서의 값의 절반이 된다

한편, 고장력강의 동적특성도 연강과 유사하다는 것이 알려져 있으므로[29], 고장력강에 대해서도 식(13)

을 그대로 적용한다.

6. 정도검증

앞에서 정식화한 해석이론을 바탕으로 컴퓨터 프로그램 SCOL [35]을 개발하였다. 본 해석법의 유용성은 Arita와 Aoki[30] 및 Amdahl과 Kavile[31]가 얻은 이중선체 구조모형에 대한 실험 및 수치해석 결과와의 비교를 통하여 확인한다.

Fig.4에 이들 구조모형의 치수와 실험개요를 보여 주고 있다. 부재 판두께는 매우 얇다. Table 1에 재료 인장시험으로부터 얻어진 모형재료의 기계적성질을 나타내고 있다. 임계 파단 변형률은 Arita모형의 경우, 재료의 최종인장강도에서의 변형률 20%를 채용하였으며, Amdahl모형의 경우, 외측판을 연속적으로 용접하지않아 파단이 상당히 일찍 발생한점을 고려하여 7%[32]로 가정하였다. Arita모형은 보강되지 않은 판 부재로만 구성되어 있으나, Amdahl모형의 경우, 내외측 판부재는 1 방향으로 보강재가 부착된 보강판부재이다.

Table 1 Material properties of test models

Model	Outer/Inner Shell Plates			Trans. Webs/Side Stringers		
	σ_y (MPa)	σ_T (MPa)	ϵ_r (%)	σ_y (MPa)	σ_T (MPa)	ϵ_r (%)
Arita	284.2	450.8	20.0	284.2	450.8	20.0
Amdahl	321.2	449.8	7.0	335.8	481.8	7.0

Note: $E=2.1 \times 10^5$ MPa, $\nu=0.3$

하중은 끝이 뭉툭한 강체에 의해 Fig.4에 표시한 하중점에 준정적으로 가해졌다. Arita모형의 경우, 강체의 끝이 외측판내부의 중심에 위치하고 있으나, Amdahl모형의 경우는, 종/횡 웨브의 교차점에 위치하고 있으며, 그 결과 서로 다른 손상거동을 보여준다.

종/횡 웨브는 ISUM 사각형 판요소로 모델링하였으며, 종/횡 웨브로 연결되어 있는 내외측판은 기본적으로 ISUM 사각형 판요소로 모델링하되 인장막응력이 크게 생기는 충돌부근방의 판은 인장막응력 판요소로 모델링하였다. 강체의 끝이 외판내부의 중앙에 위치한 Arita모형의 경우, 4개의 3각형 인장막응력 판요소로 모델링하였고, 가운데 외판 중앙과 모서리에 합계 5개의 gap/contact요소를 두어 gap/contact 조건을 모델링하였다. 모서리부분에서 초기의 gap간격은 115 mm 이다. Amdahl모형의 경우에도 강체와 접촉할 가

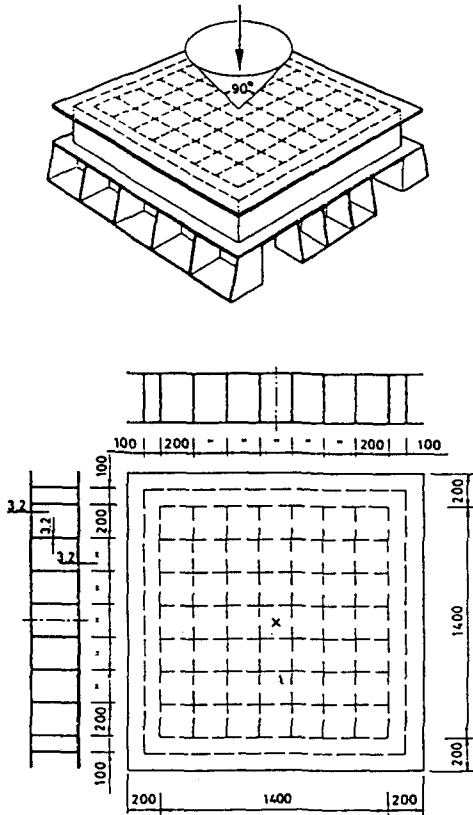


Fig. 4a Test set-up and dimensions of Arita's model

능성이 있는 중앙부 주변 외판요소의 모서리에 합계 4개의 gap/contact요소를 두었으며, 초기의 gap간격은 250 mm 였다.

Fig.5에 본 해석법으로 계산한 각 실험모형의 변형도를 보여주고 있다. 또한, Fig.6에는 하중/흡수에너지 - 진입량 곡선을 비교하고 있다. 실험결과이외에 Arita모형에 대해 MARC 프로그램[30], Amdahl모형에 대해 DYNA3D 프로그램[31]에 의한 유한요소 해석결과도 비교하고 있다.

Arita모형의 경우, 처음에는 중앙부 외판의 인장마력에 의해 충돌력이 지지되다가 파단이 일어난후 하중이 감소하고 있다. 그러나, 국부 및 전체파손의 상관효과에 의해 하중이 다시 증가하며, 강체가 종/횡 웹브와 접촉한뒤 강성이 급격히 증가한다. 강체 바로 밑의 웹브판은 주로 축 압축력을 받으나, 바깥쪽의 웹브판은 압축력이외에 전단력도 받게된다. 이들 부재들은 점진적으로 압괴하며, 구조전체의 강성도 감소한다.

한편, Amdahl모형의 경우, 하중점이 종/횡 웹브의 교차점에 있으므로 처음부터 충돌력은 크게 증가한다.

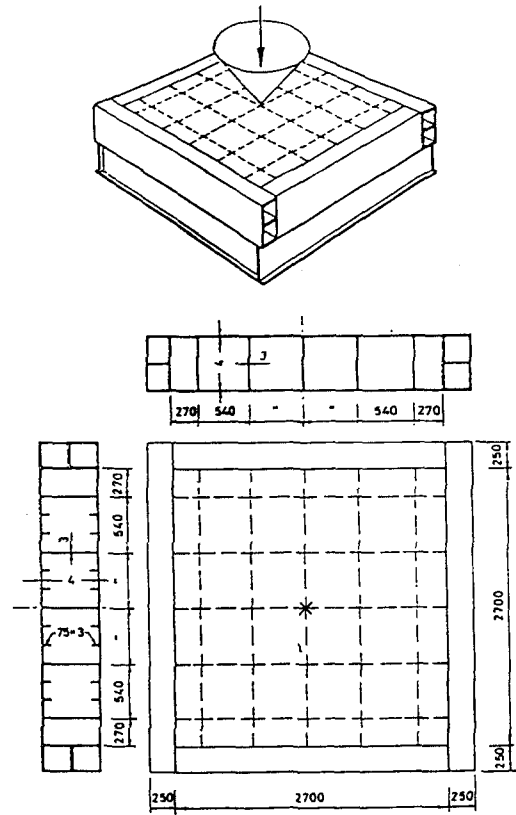


Fig. 4b Test set-up and dimensions of Amdahl's model

그러나, 중앙부 웹브가 압괴한후 강성은 크게 저하하며 외판이 파단한다. 파단한 외판의 누적내력의 재분배가 완료될때까지 하중은 감소하다가 그후 다시 하중이 증가한다. 강체가 바깥쪽 웹브와 접촉하면 충돌력은 급격히 증가하며, 바깥쪽웹브의 압괴 및 파단에 의해 강성은 저하한다.

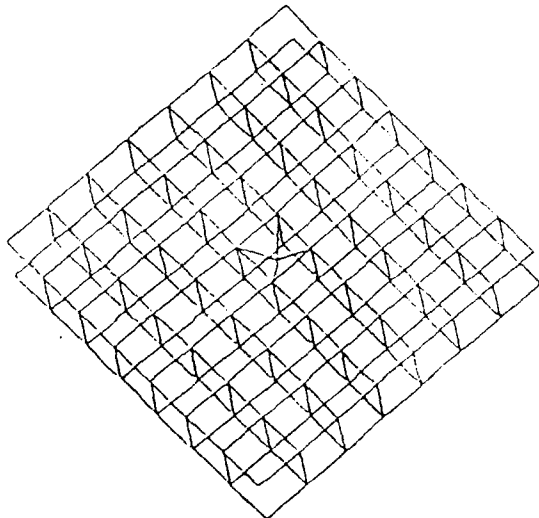
Fig.6에 표시한 번호는 본 해석에 의해 얻어진 대표적인 손상저동을 나타낸다. 즉,

Arita 모형 :

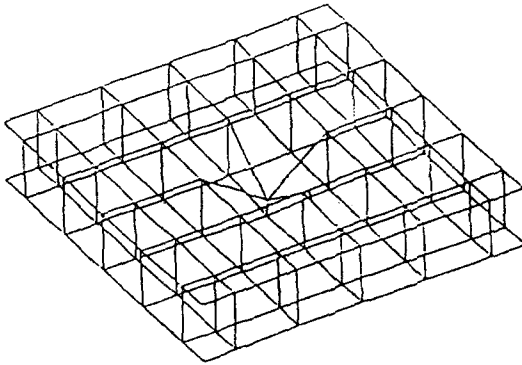
1. 중앙부 외판의 파단
2. 강체와 주변웹브의 접촉
3. 주변웹브의 압괴

Amdahl 모형 :

1. 중앙부웹브의 압괴
2. 중앙부외판의 파단
3. 파단한 중앙부외판의 내력재분배 종료
4. 강체와 주변웹브의 접촉
- 5,6. 바깥쪽 웹브의 압괴
7. 바깥쪽웹브의 파단



(a) Arita's model



(b) Amdahl's model

Fig. 5 Structural modelling and deformed shape at the final increment loading step

이들 결과로부터 본 해석법은 짧은 계산시간에 높은 정도의 해석결과를 주고 있다는 것을 확인할 수 있다.

7. 적용예

본 해석법을 이중선체 VLCC의 선측충돌 손상해석 문제에 적용한다. Table 2 에 나타내는 바와 같이 40,000톤급 컨테이너선의 선수가 이중선체 VLCC의 선측을 충돌하는 경우를 생각한다. 충돌선은 부분 화물적재상태에 있으며, 피충돌선은 만재상태하에 있다고 가정한다. 충돌선은 구상선수(bulbous bow)를 가지고 있으며, 피충돌선의 선측은 플레어(flare)에 의해서 뿐만아니라 구상선수에 의해서도 손상을 입게 될것

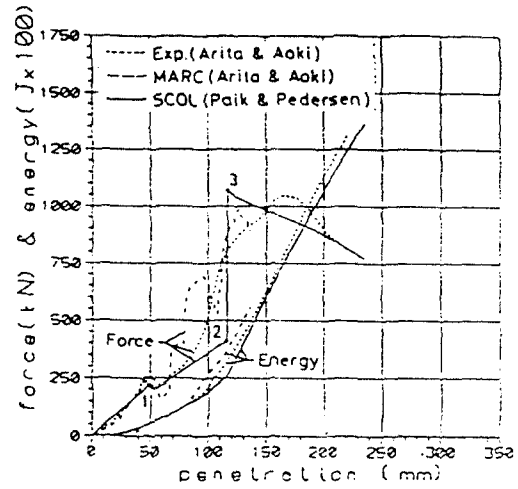


Fig. 6(a) The force/absorbed energy-indentation curve for Arita's model

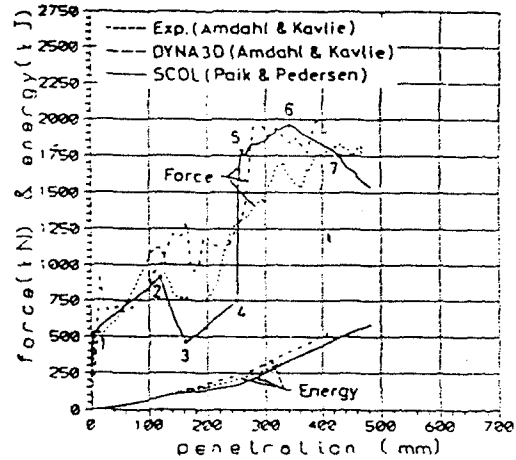


Fig. 6(b) The force/absorbed energy-indentation curve for Amdahl's model

이다.

피충돌선과 충돌선의 충돌각도는 90°이며, 충돌초기에 충돌선의 구상선수 끝부분이 피충돌선의 선측구조의 횡웹브/선측스트링거 교차점과 접촉한다. 충돌선의 최대속도는 12.9 m/s이나 피충돌선은 정지상태하에 있다고 가정한다. 본 연구에서 대상으로 한 충돌선인 컨테이너선 선수의 충돌강도는 Pedersen[13]에 의해 해석된바 있다.

Fig.7은 피충돌선인 이중선체 VLCC의 중앙횡단면도를 나타내고 있다. 이중선체폭은 4 m, 이중저 높이는 3m로서 기름오염방지를 위한 IMO의 요구사항을 만족하고 있다. 횡프레임 간격은 선측에서 6m, 갑판과 선저에서 3m이다. 구조부재의 항복응력과 최종인

Table 2 Principal dimension and loading conditions of the striking and struck ships

ship	Type	dwt	L(m)	B(m)	D(m)	d(m)	Load
Striking	Container	40,000	211.5	32.2	21.0	17.0	Partial
Struck	Tanker	290,000	317.0	58.0	32.0	21.0	Full

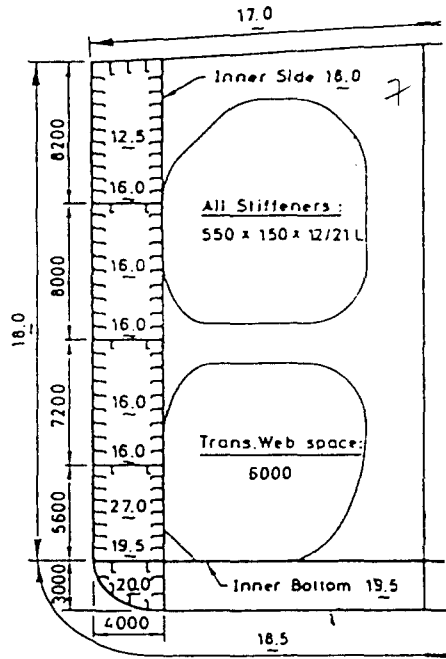


Fig. 7 Midship section design of the struck double-hull VLCC

장강도는 각각 315 MPa과 411 MPa이다. 2.1절의 (7)항에서 설명한바와 같이 판두께가 극히 얇은 축척 구조모형의 경우와는 달리 판두께가 두꺼운 실선구조부재의 임계 파단 변형률은 면외굽힘, 응력집중, 초기 균열, 부식, 충격하중등의 원인에 의해 극히 작은 값을 취하는 것이 보통이다. 실선의 연강 또는 고장력강 구조부재의 임계 파단 변형률은 대개 5%를 취하고 있다 [33]. 따라서, 본 연구에서도 임계파단 변형률은 5%를 가정한다.

Fig. 8에 기준선에 대한 구조모델을 보여주고 있다. 횡격벽간의 한개의 화물창을 해석대상으로 하고 있다. 충돌초기에는 구상선수의 끝부분이 선축구조와 접촉하고 있지만, 충돌선의 선수부가 진입함에 따라 플레어도 갑판과 접촉하게 된다. 선축거어더, 횡웹, 선축내외판은 ISUM 사각형 판요소로서 모델링하였으며, 다만 충돌부부근의 선축내외판은 인장막응력 판요소로서 모델링하였다. 플레어 접촉에 의한 갑판손상거동

Table 3 Details of case study

Case No.	B_d (mm)	t_0 (mm)	t_i (mm)	t_s (mm)	t_w (mm)	W_s (ton)
1	4.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1034.4
2 ¹⁾	4.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1034.4
3 ²⁾	4.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1034.4
4	2.0	0.0	0.0	0.0	0.0	908.4
5	3.0	0.0	0.0	0.0	0.0	971.4
6	5.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1097.4
7	4.0	-5.0	0.0	0.0	0.0	974.1
8	4.0	+5.0	0.0	0.0	0.0	1094.7
9	4.0	+10.0	0.0	0.0	0.0	1155.0
10	4.0	0.0	-5.0	0.0	0.0	974.1
11	4.0	0.0	+5.0	0.0	0.0	1094.7
12	4.0	0.0	+10.0	0.0	0.0	1155.0
13	4.0	0.0	0.0	-5.0	-5.0	942.7
14	4.0	0.0	0.0	+5.0	+5.0	1126.1
15	4.0	0.0	0.0	+10.0	+10.0	1217.8

Note: 1) $V=6.45$ m/s, 2) $V=12.9$ m/s

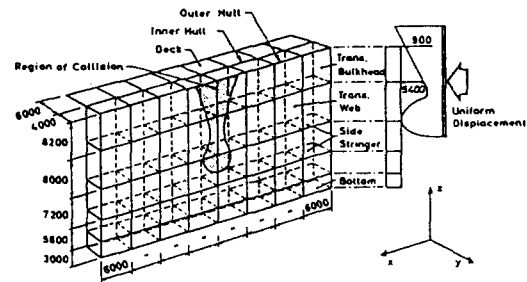


Fig. 8 Structural modelling of side structure of the struck double-hull VLCC

을 보다 정확히 평가하기 위해 갑판도 ISUM 사각형 판요소로 모델링하였다. 충돌선의 선수부와 피충돌선의 선축구조간의 gap/contact상태는 gap/contact요소로 모델링하였다. 충돌선의 선수는 강제로서 균일변위가 증분적으로 피충돌선의 선축으로 가해진다고 가정하였다(Fig.8 참조).

Table 3에 각종 영향인자를 변화시킨 시리즈해석의 내용을 요약하고 있다. 모두 15경우가 해석되었으며, 그중 No.1은 비교기준상태를 나타낸다.

Fig.9에는 선축내판이 파단한 직후의 모형변형도를 보여주고 있으며, Fig.10과 11에는 각각 기준상태(No.1)에 대한 충돌력-진입광곡선과 충돌흡수에너지-진입광곡선을 나타내고 있다. 충돌력을 구상선수와 플레어에 의한 성분으로 분리하여 나타내고 있다. 충돌

초기에는 구상선수에 의해서만 충돌력이 전달되다가 플레어가 갑판과 접촉하고 난 뒤에는 플레어가 전체 충돌력의 70%정도를 전달하고 있다는 것을 알 수 있다.

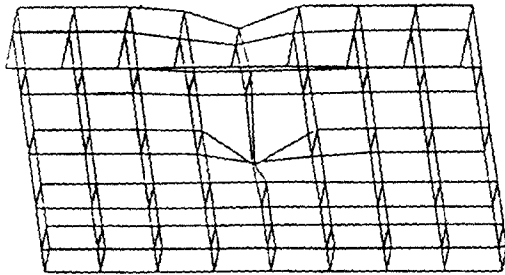


Fig. 9 Deformed shape for case number 1 immediately after rupture of the inner hull

진입량이 더욱 증가함에 따라 충돌선의 구상선수에 의해 선측스트링거와 횡웨브가 압괴한다. 약 900 mm의 진입량(플레어와 갑판간의 초기 gap간격)에서 충돌선의 플레어는 갑판구조와 접촉하게 되며, 그 결과 강성이 갑자기 증가한다. 계속하여 갑판의 압괴와 선측외판의 항복이 일어난다. 선측외판이 파단한후 강성이 갑자기 저하한다. 진입량이 더욱 증가하면, 선측내판도 인장막응력상태에 놓이게 되며, 그 결과 강성이 다시 증가한다. 결국 선측내판의 주인장변형률이 임계 파단 변형률에 도달하여 선측내판이 파단한다.

여기서, 전술한바와 같이 중/형 웨브를 통하여 연결되는 선측내외판은 모두 충돌초기 단계에서부터 처짐이 생기기 시작한다는 점에 주목할 필요가 있다. 식 (10)으로부터 알 수 있는 바와 같이 선측내외판의 파단은 면외변위 뿐만아니라 면내변위에 의해서도 지배된다.

이중선체유조선에 대한 충돌한계조건으로서 지금까지는 주로 선측외판의 파단 또는 충돌선의 선수가 피충돌선 선측내판의 원래위치까지 진입하였을때를 기준으로 하고 있으나, 이 조건들은 의미가 적다고 판단된다. 왜냐하면 이 순간에 선측내판은 이미 안쪽으로 처짐이 일어나서 이동하고 있으며 경우에 따라서는 아직 파단이 일어나지 않았거나 또는 반대로 이미 파단했을 가능성도 있기 때문이다.

따라서, 보다 합리적인 충돌한계상태는 충돌후 기름 유출을 일으키는 선측내판의 파단이 일어나는 순간을 기준으로 하는 것이다. 그러나, 본 해석에서는 이 한계상태 뿐만아니라 참고로 선측외판이 파단하는 순간 및 충돌선의 선수가 선측내판의 원래위치까지 진입한 순간도 검토대상으로 삼았다. Fig.12에는 충돌순상응답에 대한 충돌속도의 영향을 보여주고 있다. 충돌속도

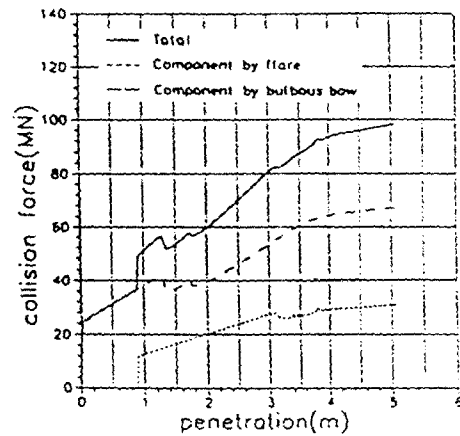


Fig. 10 The collision force-penetration curves for case number 1

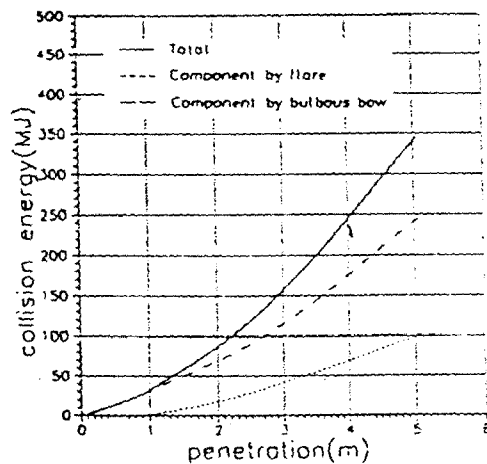


Fig. 11 The absorbed energy-penetration curves for case number 1

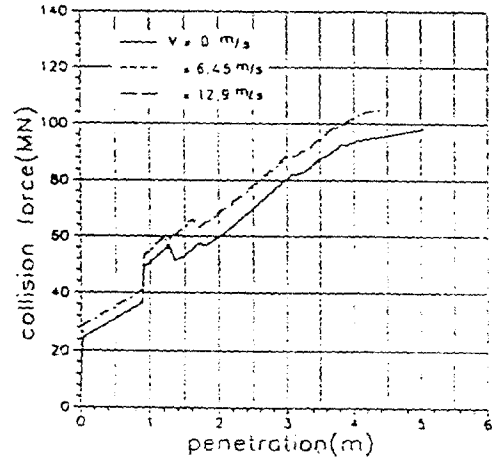


Fig. 12 The collision force-penetration curve with varying collision speed

의 함수로 표시되는 재료 변형속도가 증가함에 따라 구조부재의 항복응력과 평균압괴강도는 증가하나 임계 파단 변형률은 감소한다. 전자는 충돌강도를 증가시키며 후자는 저하시키는 역할을 한다. Fig.12로부터 알 수 있는 바와 같이 충돌속도가 증가함에 따라 피충돌선의 강성은 증가하지만 선측내외판의 파단은 초기에 일어난다. 선측내판이 파단하기까지 충돌에너지 흡수능력의 증감량은 서로 엇비슷하고, 결과적으로 충돌에너지 흡수능력에 대한 충돌속도의 영향은 실용적인 측면에서 무시할 수 있다고 판단된다. 따라서, 이후의 시리즈 해석에서는 충돌속도(또는 변형속도)의 영향을 무시하여 수행한다.

Fig.13에는 이중선측의 폭을 변화시켜 가면서 해석을 수행하였다. 이 계산에서 이중선측폭이 증가된다는

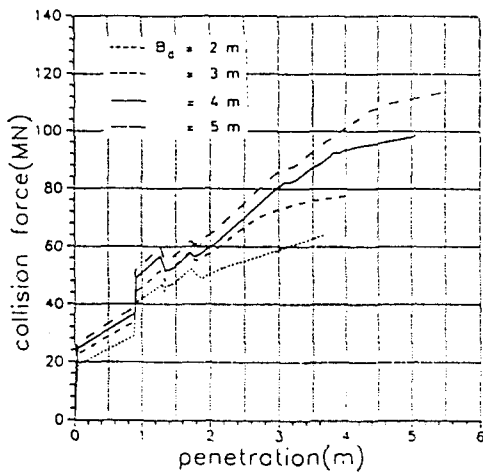


Fig. 13 The collision force-penetration curve with variation of the double-side width

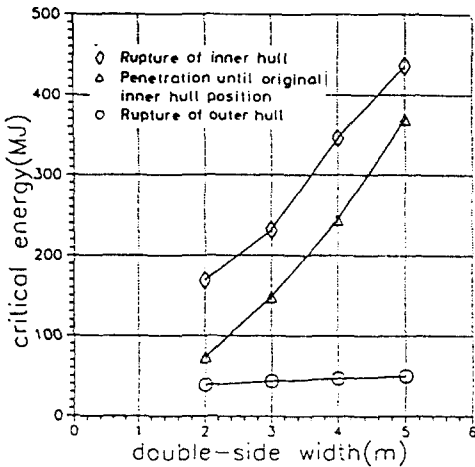


Fig. 14 The critical energy versus the double-side width

것은 대상구조 모델범위의 중량이 증가됨을 의미하며, 선폭이 일정할때 화물적재량이 감소하게 된다. 이 그림으로부터 이중선측폭이 증가함에 따라 선측스트링거/횡웨브의 굽힘강성도 증가함을 알 수 있다. 또한, 선측내판이 파단할때의 진입량과 이중선측폭의 비는 이중선측폭이 커질수록 줄어든다.

이것은 이중선측폭이 커질수록 진입량의 증가에 따른 선측내판의 누적치짐량이 커지기 때문에 주인장변형률의 값이 커지고 파단이 상대적으로 조기에 일어나기 때문이다.

Fig.14에는 임계충돌에너지 흡수능력(critical collision energy absorption capacity)에 대한 이중선측폭의 영향을 보여주고 있다. 3종류의 기준, 즉 선측외판의 파단, 선측내판의 원래위치까지 진입 및 선측내판의 파단을 비교하고 있다. 이 그림으로부터 선측내판의 파단에 대하여는 이중선측폭의 영향이 극히 적으며, 나머지 2가지 기준에 대하여는 임계 충돌에너지 흡수능력에 대해 이중선측폭이 매우 민감한 인자임을 알 수 있다.

Fig.15에는 선측외판의 판두께 변화에 따른 충돌력-진입량관계를 보여주고 있다. 선측외판의 판두께가 증가하면 선측외판에서의 인장 막응력효과가 커지며 결과적으로 강성이 증가한다. 그러나, 파단에는 영향을 거의 미치지 않는다.

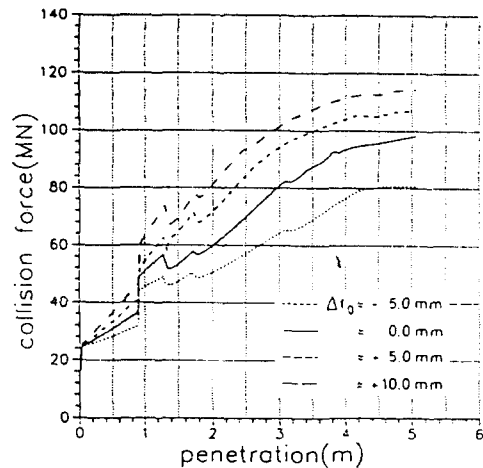


Fig. 15 The collision force-penetration curve with variation of the plate thickness of the outer hull

Fig.16에는 선측내판의 판두께 영향을 보여주고 있다. 이 그림으로부터 선측내판의 치짐량이 작을때는 판두께 변화의 효과가 작지만 진입량이 더욱 증가하여 선측내판도 인장막응력 상대하에 놓이게 되면 판두께

가 두꺼울수록 강성이 커진다는 것을 알 수 있다.

Fig.17에는 선측스트링거/횡웨브의 판두께 변화에 따른 충돌력-진입량관계를 보여주고 있다. 이 계산에서 갑판과 선저판의 판두께는 변화시키지 않았다. 판두께가 증가함에 따라 압축력을 받는 선측스트링거/횡웨브의 압괴강도가 증가하며, 그 결과 선측스트링거/횡웨브가 압괴하기 전에 선측내판의 처짐이 상대적으로 커진다. 이것은 결과적으로 선측내판의 파단을 일찍 일어나도록 하는 요인이 된다. 그러나, 선측스트링거/횡웨브 판두께의 증가에 의해 구조강성이 크게 증가하므로 선측내판의 파단을 기준으로 한 임계충돌에너지 흡수능력은 웨브의 판두께가 증가함에 따라 크게 증가한다.

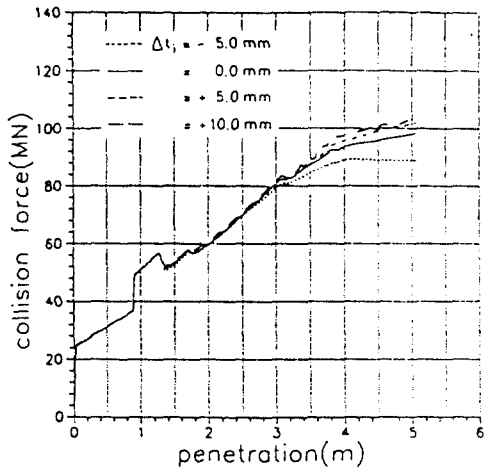


Fig. 16 The collision force-penetration curve with variation of the plate thickness of the inner hull

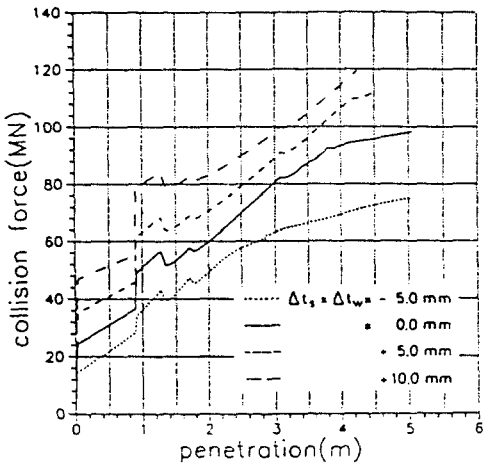


Fig. 17 The collision force-penetration curve with variation of the plate thickness of side stringers/transverse webs

Fig.18에는 임계충돌에너지 흡수능력에 대한 각 파라메타들의 구조모형 중량을 기준으로 한 변화특성을 보여주고 있다. 이 그림으로부터 선측외판의 파단을 기준으로 할 때에는 선측스트링거/횡웨브의 판두께가 가장 민감한 효과를 나타내지만 선측내판의 파단을 기준으로 할 때는 이중선측폭이 가장 민감한 인자임을 알 수 있다.

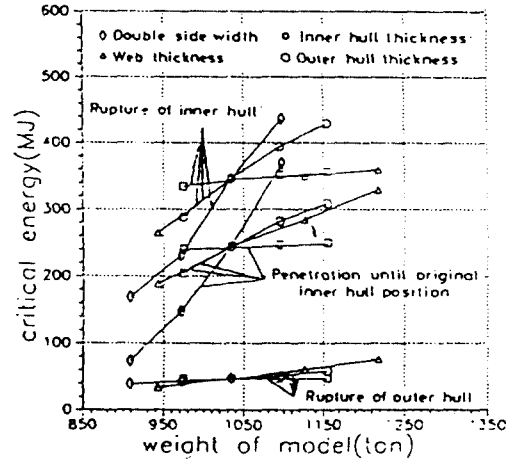


Fig. 18 Sensitivity of design parameters of the critical energy absorption capacity

8. 결론

본 연구를 통하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 본 해석법은 극히 짧은 계산시간에 높은 정도의 해석결과를 주며, 충돌에 대한 선박의 구조설계 및 안전성평가를 위해 유용하게 사용할 수 있다. 특히, 선박간 충돌시 기름유출방지를 위해 OPA90 및 IMO에서 유조선의 최소 이중선측폭을 규정하고 있긴하나 지금까지 그 이론적 배경이 불확실하였다. 그러나, 본 해석법을 적용하면 Fig.14에 나타내는 해석결과(임계충돌에너지-이중선측폭관계곡선)를 얻을 수 있고 설정된 충돌시나리오(충돌선의 크기, 충돌속도등)하에서 충돌에너지를 추정하여 Fig.14로부터 선측내판이 파단하지 않기 위한 최소선측폭을 이론적으로 계산할 수 있다.

(2) 변형속도의 증가는 재료의 항복응력과 압괴강도를 증가시키는 반면 임계 파단 변형율을 감소시키므로 이중선체구조의 선측내판의 파단을 기준으로 한 임계충돌에너지 흡수능력의 증감량이 서로 엇비슷하여 실용적으로 변형속도영향을 무시할 수 있다고 판단된다.

(3) 이중선체 구조인 경우, 충돌시 선측내판도 진입의 초기단계에서 부터 변형하며, 선측내판의 파단은 구조부재 치수및 배치등에 크게 의존한다. 즉, 선측내판은 충돌선의 선수가 선측내판의 원래위치까지 진입한뒤에도 파단하지 않을수도 있고 반대로 선측내판의 원래위치까지 진입하기도 전에 파단할 수도 있다.

(4) 충돌시 기름유출방지측면에서 가장 합리적인 설계조건은 이중선체 유조선의 경우 선측내판의 파단을 기준으로 하는 것이다.

(5) 이중선체유조선의 구조설계에 있어 충돌강도를 증가하기 위한 가장 효과적인 설계변수는 선측외판의 파단을 기준으로 하는 경우, 선측스트링거/횡웨브의 판두께이고 선측내판의 파단을 기준으로 하는 경우, 이중선측폭이다.

참 고 문 헌

- [1] Jones, N., A literature survey on the collision and grounding protection of ships, Ship Structure Committee, Report No. SSC-283, 1979.
- [2] van Mater, P.R. and Giannotti, J.G., Critical evaluation of low energy ship collision damage theories and design methodologies, Literature Search and Review, Ship Structure Committee, Report No. SSC-285, 1979.
- [3] Samuelides, E. and Frieze, P., Literature review on ship-ship collisions, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Glasgow, U.K., Report No. NAOE-84-01, January, 1984.
- [4] Minorsky, V.U., An analysis of ship collision with reference to protection of nuclear power ships, J. of Ship Research, Vol. 3, Report No. 1, 1959, pp. 1-4.
- [5] Haywood, J.H., A note for collision estimates for LNG carriers, Naval Construction Research Establishment, St. Leonard Hill, Dunfermline, Scotland, 1971.
- [6] Woisin, G., Design against collision, Proc. of Int. Symposium on Advances in Marine Technology, Trondheim, June 1979, pp. 309-336.
- [7] McDermott, J.F., Kline, R.G., Jones, E.I., Maniar, N.M. and Chiang, W.P., Tanker structural analysis for minor collisions, Trans. SNAME, Vol. 82, 1974, pp. 382-412.
- [8] Reckling, K.A., On the collision protection of ships, Proc. of the Int. Symposium on Practical Design in Shipbuilding (PRADS), Tokyo, October 1977, pp. 129 - 134.
- [9] Reckling, K.A., Mechanics of minor ship collisions, Int. J. Impact Engng., Vol. 1, No. 3, 1983, pp. 281-299.
- [10] Kinkead, A.N., A method for analyzing cargo protection afforded by ship structures in collision and its application to an LNG carrier, Trans. RINA, Vol. 122, 1980, pp. 1-22.
- [11] Hysing, T., Impacts and collision offshore - analysis and penetration of hull, Det Norske Veritas, Report No. 78-433, 1978.
- [12] Yang, P.D.C., Energy absorption and collapse of ship structures with particular reference to collisions, Ph.D. Thesis, Department of Naval Architecture and Shipbuilding, University of Newcastle upon Tyne, U.K., July 1987.
- [13] Pedersen, P.T., Valsgard, S., Olsen, D. and Spangenberg, S., Ship impacts : bow collisions, Int. J. Impact Engng, Vol. 13, No. 2, 1993, pp. 163-187.
- [14] Kierkegaard, H., Ship bow response in high-energy collisions, Marine Structures, Vol. 6, 1993, pp. 359-376.
- [15] Lenselink, H., Thung, K., Stipdonk, H.L. and Van der Weijde, P.J., Numerical simulations Ship collisions, Proc. of the 2nd International Offshore and Polar Engineering Conference, Vol. I, San Francisco, June 1992, pp. 79-88.
- [16] Pettersen, E., Analysis and design of cellular structures, Department of Marine Technology, The Norwegian Institute of Technology, Report No. UR-79-02, 1979.
- [17] Valsgard, S. and Pettersen, E., Simplified nonlinear analysis of ship/ship collisions,

- Norwegian Maritime Research, No.3, 1982, pp. 2-17.
- [18] Egge, E.D. and Bockenbauer, M., Calculation of the collision resistance of ships and its assessment for classification purposes, *Marine Structures*, Vol.4, 1991, pp.35-56.
- [19] Ito, H., Kondo, K., Yoshimura, N., Kawahima, M and Yamamoto, S., A simplified method to analyse the strength of double hulled structures in collision, *J. of Society of Naval Architects of Japan*, Vol. 156, 1984, pp.283-295, Vol.158, 1985, pp.420-434, Vol.160, 1986, pp.401-409.
- [20] Ueda, Y. and Rashed, S.M.H., An ultimate transverse strength analysis of ship structures, selected papers from *J. of Society of Naval Architects of Japan*, Vol.13, 1975, pp.87-104.
- [21] Paik, J.K., Ultimate strength analysis of ship structures by idealized structural unit method, Dr. Dissertation, Osaka University, Japan, January 1987.
- [22] Jensen, J. J., Report of ISSC Committee III.1 on Ductile Collapse, International Ship and Offshore Structures Congress, New Foundland, Canada, September 1994.
- [23] Paik, J.K and Pedersen, P.T., Ultimate and crushing strength of plated structures, Department of Ocean Engineering, Technical University of Denmark, submitted for publication in *J. of Ship Research*, June 1994.
- [24] Abramowicz, W. and Jones, N., Dynamic axial crushing of square tubes, *Int. J. Impact Engng.*, Vol.2, No.2, 1984, pp.179-208.
- [25] Abramowicz, W., The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns, *Int. J. Impact Engng.*, Vol.1, 1993, pp.309-317.
- [26] Jones, N. and Birch, R.S., Dynamic and static axial crushing of axially stiffened square tubes, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol.204, 1990, pp.293-310.
- [27] Paik, J.K., A simplified finite element method for the ultimate strength of plates with initial imperfections, *J. of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol.26, No.1, March 1989, pp.24-28.
- [28] Onoufriou, A., Elnashai, A.S., Harding, J.E. and Dowling, P.J., Numerical modelling of damage to ring stiffened cylinders, *Proc. of the 6th Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference*, Vol.1, Houston, Texas, 1987, pp.281-289.
- [29] Jones, N., *Structural impact*, Cambridge University Press, Cambridge, 1989.
- [30] Arita, J. and Aoki, G., Strength of ship bottom in grounding(1st report) - an investigation into the case of a ship stranded on a rock -, *J. of Society of Naval Architects of Japan*, Vol.158, 1985, pp.385-393. (in Japanese)
- [31] Amdahl, J. and Kavlie, D., Experimental and numerical simulation of double hull stranding, *Proc. of DNV-MIT workshop on "Mechanics of Ship Collision and Grounding"*, Oslo, Norway, September 1992.
- [32] Amdahl, J., Private communication, June 1994.
- [33] Hagiwara, K., Takanabe, H. and Kawano, H., A proposed method of predicting ship collision damage, *Int. J. of Impact Engng.*, Vol.1, No.3, 1983, pp.257-279.
- [34] Paik, J.K. and Pedersen, P.T., Modelling of the internal mechanics in ship collisions, Accepted for publication in *Ocean Engineering*, November 1994.
- [35] Paik, J.K., SCOL: a computer program for analysis of ship collisions, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Pusan, Korea, July 1994.