

해양관측용 부이의 설계 건전성 평가 - Part II: 계류시스템 구조건전성 평가

금동민* · 김태우* · 한대석* · 이원부** · 이제명***

*부산대학교 조선해양공학과 대학원

**신동 디지털

***부산대학교 조선해양공학과

Design of Oceanography Buoy - Part II: Mooring System

Dong-Min Keum*, Tae-Woo Kim*, Dae-Suk Han*, Won-Boo Lee** and Jae-Myung Lee***

*Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Graduate School of Pusan National University, Busan, Korea

**Shindong Digitech. Co., Ltd, Busan, Korea

***Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Oceanographic buoy 해양관측 부이, Ship shaped buoy 선박형 부이, Inverse-catenary mooring system 역현수식 계류시스템, Mooring tension 계류삭 장력, Extreme environment 극한환경

ABSTRACT: The purpose of the present study was to evaluate the safety under extreme environmental conditions and the dynamic safety under service environment conditions, of oceanographic buoy mooring systems consisting of a variety of materials, including chain, wire rope, nylon rope, and polypropylene rope. For the static safety assessment of a mooring system, after the calculation of external forces and the division of a mooring system into finite elements, the numerical integral was conducted to yield the elemental static tension until satisfying the geometrical convergence condition. To evaluate the dynamic safety, various processes were considered, including data collection about the anticipated areas for mooring, a determination of the parameters for the interpretation, the interpretation of the dynamic characteristics based on an analytic equation that takes into account the heave motion effect of a buoy hull and a mooring system, and a fatigue analysis of the linear cumulative damage. Based on the analysis results, a supplementary proposal for a wire rope that has a fracture in an actual mooring area was established.

1. 서 론

현재 지구 온난화에 의한 기후 변화에 따른 빠르고 정확한 기상 관측을 위해 전 세계적으로 많은 기상관측 부이가 설치 운용되고 있으며 우리나라에서도 1996년 덕적도, 칠발도를 시작으로 연근해에 관측부이 시스템을 설치 운용하고 있고 앞으로 제주남쪽 해상, 동해 남부해상에 설치할 계획이다.

기상관측장비 시장은 그 규모가 작아 기술력이 뛰어난 업체만 살아남을 수 있는 특성이 있다. 그 중에서도 기상관측 부이는 더욱 시장이 좁아 관련 기술은 북유럽 국가들의 전유물이었다. 이들 국가는 오랜 세월을 걸쳐 확보한 핵심기술들을 독점해왔기 때문에 후발 국가의 새로운 장비 개발은 매우 어려운 실정이었다.

현재 한국 연안에 설치된 해양관측시스템의 대부분이 수입품이며 삼면이 바다인 해양의 특성상 해일, 태풍 등으로 인한 계류시스템파손으로 고가의 원격 탐사 부이 장비의 유실이 빈번했다. 계류시스템이 파손될 경우, 막대한 수리비용이 발생하게 되고 수리 기간이 장시간이 소요되어 그 기간 내에는 운용 및 관측이 불

가하다. 따라서 이러한 계류시스템의 구조적 생존성능 문제는 부이 설계의 시발점이 되고 높은 안전율을 요구하게 된다.

본 연구에서는 실해상에 투입되는 선박형 기상관측 부이를 대상으로 부이선체 구조 건전성 평가에 연속하여 계류시스템의 구조건전성 평가 기법을 확립하고자 한다.

2. 기상관측 부이의 계류시스템

기상관측 부이의 계류시스템은 수심에 따라 체인, 와이어 로프, 인공섬유가 주로 쓰이며 환경적으로 해류나 조류의 영향을 크게 받는다. 해양 자유수면에 부양하며 관측을 수행하는 부이는 해저와 연결되는 계류시스템을 이용하여 안정적인 위치확보를 하게 된다. 미국의 National Data Buoy Center에 의하면 해양 기상관측용 부이의 계류시스템은 다음의 3종류로 나눌 수 있다.

* All-chain type mooring

* Semitaught type mooring

* Inverse-Catenary type mooring

All-chain 계류방식은 가장 간단하고 오래된 계류방식이며,

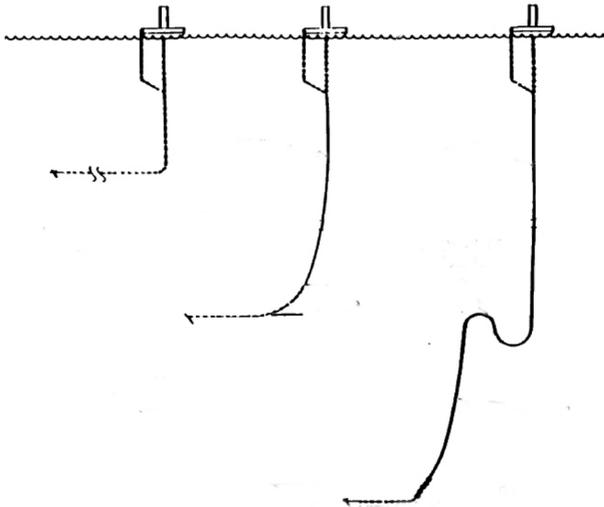


Fig. 1 NDBC standard mooring systems (NDBC, 1989)

낮은 수심에서만 사용된다. 계류시스템이 체인으로만 구성되기 때문에 계류시스템이 부이 선체에 작용하는 수직하중이 커지게 되어 심해 계류를 위해서는 사용이 불가하다.

Semitaut 계류방식은 금속제 체인과 나일론 라인으로 구성되며 중간 수심 환경에 사용된다. 나일론은 상하단의 체인 사이에 위치하게 되며 설계 하중으로 야기되는 나일론의 연신률이 계류시스템의 주요 설계변수이다.

Inverse-catenary 계류 방식은 심해계류를 목적으로 사용되며 나일론, 폴리프로필렌, 와이어로프, 금속제체인 으로 구성되어 있다. 특히 나일론, 폴리프로필렌, 와이어로프 등 뛰어난 신축성을 갖는 재질을 채용함으로써 정적하중을 제어하는 데 매우 효과적이다. 그러나 한편으로 많은 진동을 발생케 하여 피로 파괴의 위험이 높고(Grosenbaugh and Mark, 1995), 극한환경 하중 하에서 부체의 수평 이동 거리가 큰 것 또한 단점으로 알려져 있다(박한일 과 신무근, 2003).

3. 계류시스템의 안전성 평가

일반적으로, 계류시스템의 피로 파괴의 메커니즘은 정적하중에 의한 파괴와 다른 메커니즘을 가진다. 즉, 정적 하중에 의한 파괴는 계류요소가 보유한 파단 강도를 초과한 인장력에 의해 발생하는 반면, 피로 파괴는 초기의 표면 미소 균열이 지속적으로 성장하면서 재료 파단 강도보다 훨씬 작은 수준의 응력에서도 반복적인 하중의 작용에 의해 파단이 발생한다. 이와 같은 피로 파괴는 계류시스템의 여러 가지 재질 중에서 피로강도가 가장 약한 계류 요소에서 발생하게 된다.

본 연구에서는 국내에서 가장 계류 시스템 파손 사고가 많았던 동해 북부(수심 1518 m) 지역에 실제 계류될 선박형 기상관측 부이를 대상으로 구성요소 중 강도상 가장 취약한 와이어로프부를 중심으로 복합재 로프부(나일론, 폴리프로필렌)에 대하여, 극한환경하의 최대외력에 해당하는 정하중에 대한 안전성 해석과 동적 피로하중에 대한 안전성 해석을 수행한다.

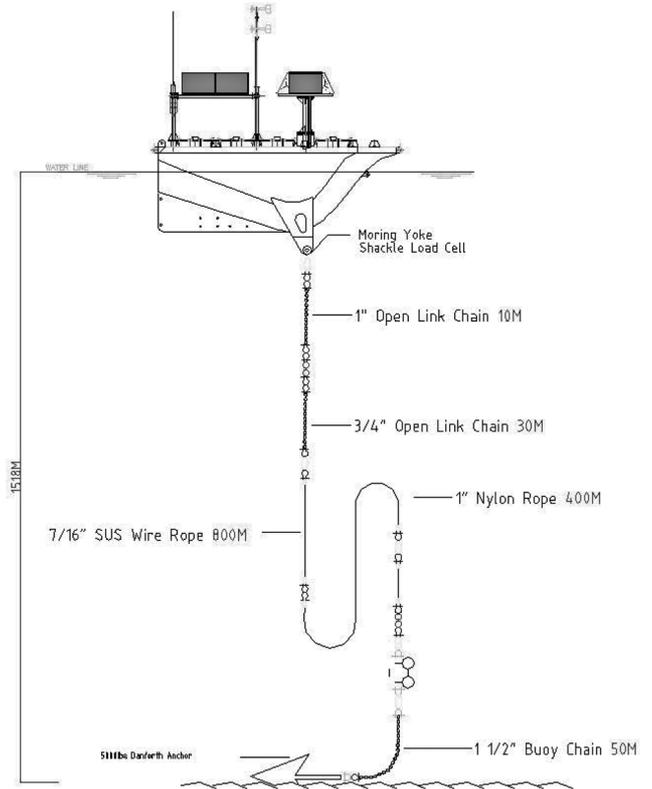


Fig. 2 Drawing of the mooring system

3.1 정적안전성 평가

3.1.1 선체 작용 수평력 계산(조규남과 이우섭, 1997)

- 풍하중의 계산

$$F_a = 0.5 \times \rho_a \times C_D \times S_a \times V_a^2 / g (kgf) \tag{1}$$

여기서, ρ_a : 공기의 밀도

여기서 C_D : 항력계수

여기서 S_a : 수면상의 부이의 투영면적

여기서 V_a : 풍속

여기서 g : 중력가속도

- 파도 및 조류에 의한 유체력 계산

$$F_w = 0.5 \times \rho_w \times C_D \times S_w \times V_f^2 / g (kgf) \tag{2}$$

여기서, ρ_w : 해수의 밀도

여기 C_D : 항력계수

S_w : 수면하의 부이의 투영면적

$V_f = V_C = V_W$

V_w : 파도에 의한 수면유체입자의 수평 최대속도

V_C : 조류의 속도

바람, 조류 및 파도에 의해 부이가 받게 되는 최대 수평력 T_O 는 다음과 같이 계산된다.

$$T_O = F_a + F_w \tag{3}$$

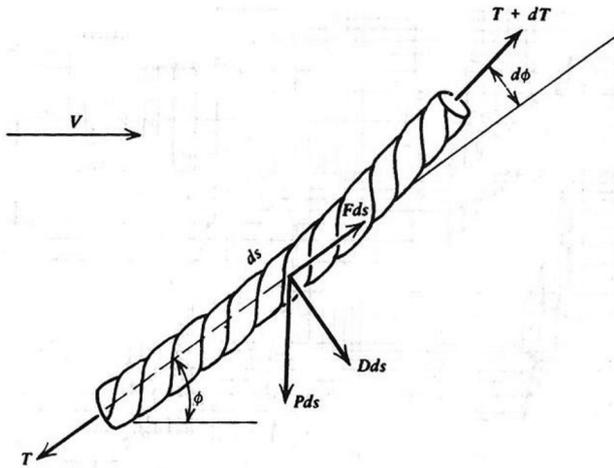


Fig. 3 Freebody diagram of mooring element

3.1.2 계류요소에 작용하는 하중 및 정적평형조건(Berteaux, 1976)

계류시스템에 작용하는 외력은 다음과 같으며 시스템 전체에 대한 정적평형을 고려한다면 아래의 관계가 유도된다.

- 잠수하중 성분

$$P = Weight(\text{자중}) - Buoyancy(\text{부력}) \tag{4}$$

- 유체항력 성분

한 쪽 끝은 해저에 고정되어 있으며 나머지 한쪽은 부이에 연결되어 자유수면 하에서 부양중인 계류시스템 각 구성요소에 작용하는 유체항력성분은 각각 다음과 같이 계산된다(Fig. 3 참조).

여기서, \$C_{DN}\$은 조류속도 \$V\$에 대한 법선 방향 항력계수를 나타낸다. 그러나, 만약 계류 요소가 \$\phi\$의 각도로 경사질 경우 법선 방향과 접선 방향의 두가지 항력 성분을 구분해야 한다.

법선 방향 항력 성분 \$Dds\$는 다음의 식으로 계산된다.

$$Dds = \frac{1}{2} \rho C_{DN} d (V_N)^2 ds \tag{5}$$

조류 속도 성분 \$V_N\$은 \$V \sin \phi\$로 대체 가능하며 위의 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Dds = \frac{1}{2} \rho C_{DN} d V^2 \sin^2 \phi ds \tag{6}$$

접선 방향 항력 성분 \$Fds\$는 다음의 식으로 계산된다.

$$Fds = \frac{1}{2} \rho C_{DT} \pi d V_T^2 ds \tag{7}$$

\$C_{DT} = \gamma C_{DN}\$로 정의하며 접선 방향의 항력계수이며 \$(\pi d)ds\$는 해당 계류요소의 표면적을 뜻한다. 조류 속도 성분 \$V_T\$는 \$V \cos \phi\$로 대체 가능하며 위의 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Fds = \frac{1}{2} \rho \gamma C_{DN} (\pi d) V^2 \cos^2 \phi ds \tag{8}$$

여기서, \$\gamma\$는 로프의 법선방향과 접선방향의 항력상관계수를 나

타낸다. 계류요소에 있어서 레이놀드수와 재료에 따라 \$0.01 < \gamma < 0.03\$ 사이의 값을 가진다.

- 계류시스템 정적평형공식

법선방향

$$(T + dT) \sin d\phi - Dds - P \cos \phi ds = 0 \tag{9}$$

$$-T + (T + dT) \cos d\phi - \Psi n \phi ds + Fds = 0 \tag{10}$$

$$\text{Small } d\phi, \sin d\phi \cong d\phi, \cos d\phi \cong 1, dT d\phi \cong 0$$

$$T d\phi = (D + P \cos \phi) ds \tag{11}$$

$$dT = (\Psi n \phi - F) ds \tag{12}$$

이와 같은 하중 요소들과 정적평형공식을 바탕으로 계류시스템 전체를 유한개의 요소로 분할하고 수치적인 방법으로 부이 선체의 표면 계류 조건을 만족할 때까지 반복 적분을 수행하고 계류요소별 작용 인장력을 계산하여 안전성을 평가한다. 구체적인 내용은 4장에 기술한다.

3.2 동적 피로안전성 평가

전절에서 기술한 내용들은 극한상태를 고려한 정적 안전성 분석에 활용이 가능하다. 그러나 장시간 자유수면에서 6자유도 운동과 함께 부양하는 부이의 계류시스템의 피로성능 분석에는 활용하기가 곤란하므로, 운동방정식의 시간영역해석을 통해 계류시스템의 동적특성을 해석하는 것이 일반적이나, 본 연구에서는 동적 인장력 해석을 위해 부이선체와 계류시스템의 상하동요 운동 효과가 적용된 해석식(Grosenbaugh and Mark, 1995)을 사용하여 운동특성을 예측한다. 이 결과를 바탕으로 선형누적손상 피로해석 기법을 통해 상하동요운동에 가장 큰 영향을 받는 상단 체인부와 강도상 취약한 와이어 로프부의 피로 안전성을 평가한다. 안전성 평가를 위해 사용된 해석식은 수치적 계산기법 및 실험값과의 비교를 통해 정확성이 검증된바 있다 ((Grosenbaugh and Mark, 1996).

계류시스템에 피로손상 예측기법을 적용하는 데 있어 아래의 단계를 거친다.

Step 1 : 파도 및 외부 하중에 대한 응답 단계별 규명

- 계류지역의 해상환경을 조사하여 해석을 위한 정량화된 해상상태를 구성하고 해상상태 별 유의파고, 피크 파주기, 발생확률 데이터를 구성한다.

Step 2 : 계류요소에 대한 인장력 해석

- 인장력 스펙트럼 함수를 계산하기 위한 파라미터들은 다음과 같다.

\$M\$: 부이 선체의 질량

\$\sigma_{ij}\$: 부이 선체의 상하동요 속도의 표준 편차

\$B\$: 상하동요 감쇠계수

\$F_{33}\$: 부이 선체에 작용하는 해상상태에 따른 상하동요력

\$C_{33}\$: 부이 선체의 해상상태에 따른 상하동요 감쇠 계수

\$M_{\Sigma}\$: 부이 선체의 질량과 부가질량의 합

\$E_w\$: 와이어 로프의 탄성계수

A_w : 와이어 로프의 단면적

L_w : 와이어 로프의 길이

$k_w = \left(\frac{m_w w^2 - i b_w w}{E_w A_w}\right)^{1/2}$: 와이어 로프의 파수

m_w : 와이어 로프의 단위 길이당 질량

L_w : 와이어 로프의 길이

B_Σ : 부이 선체와 장비의 감쇠력

b_w : 와이어 로프의 단위 길이당 감쇠력

E_s : 합성 로프의 탄성계수

A_s : 합성 로프의 단면적

L_s : 합성 로프의 길이

$k_s = \left(\frac{m_s w^2 - i b_s w}{E_s A_s}\right)^{1/2}$: 합성 로프의 파수

여기서, b_s : 합성 로프 단위 길이당 감쇠력

$$\alpha = \left(1 + \frac{E_s A_s k_s}{E_w A_w k_w} \cot k_s L_s \tan k_w L_w\right)^{-1}$$

- 다음의 식을 통해 인장력 스펙트럼 함수 $S_T(w)$ 를 계산한다.

$$S_T(w) = |H_T(w)|^2 S_\eta(w) \quad (13)$$

- 식 (13)의 인장력 전달함수 $H_T(w)$ 는 식 (14)와 같으며 부이 전달함수 $H_b(w)$ 는 식 (15)와 같다(Grosenbaugh and Mark, 1995).

$$H_T(w) = |\alpha(E_s A_s k_s \cot k_s L_s - E_w A_w k_w \tan k_w L_w) - M w^2 + i \sigma_j B w \| H_b(w)| \quad (14)$$

$$H_b(w) = \frac{F_{33}}{C_{33} - (M_\Sigma + m_w L_w) w^2 + i(B_\Sigma + b_w L_w) w + E_s A_s k_s \cot k_s L_s} \quad (15)$$

- 1사이클당 예측 손상량 N^{-1} 및 해상상태 별 손상량 계산을 위한 인장력의 표준 편차 σ_T 와 인장력의 평균 주파수 f_m 은 다음 식을 통하여 계산한다.

$$\sigma_T = \left[\int_0^\infty S_T(w) dw \right]^{1/2} \quad (16)$$

$$f_m = \frac{1}{2\pi\sigma_T} \left[\int_0^\infty w^2 S_T(w) dw \right]^{1/2} \quad (17)$$

Step 3 : 적용된 인장력에 의한 손상 수준을 이용한 안전성 평가
계류 시스템이 특정 해상상태에서 파도가 기인한 협대역 하중을 받게 된다면 1사이클 동안의 계류요소 손상 정도는 N^{-1} 로 나타낼 수 있다. Rayleigh 확률 분포를 따르는 최대 인장력을 가정하여 주어진 해상상태에 대한 사이클당 예측손상정도 N^{-1} 를 계산한다.

$$E(N^{-1}) = \left(\frac{\sqrt{2}\sigma_T}{a_D}\right)^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{2}\right) \quad (18)$$

Table 1 Material parameters (DNV, 2004)

	Six strand wire rope	Spiral strand wire rope	Studless chain
Gamma function	2.00	2.98	1.33
m	4.00	4.80	3.00
a_D	3.40E13	1.7E17	6.0E10

Γ : 감마함수

σ_T : 지정 해상상태의 표준편차 응력

m 와 a_D 는 피로 실험을 통해 얻을 수 있는 재료 상수이며, Table 1은 재료별 파라미터 값을 나타낸다.

시스템이 총 t 초 동안 계류된다면, 특정 해상상태에서의 총 반복 하중의 사이클(v)은 다음과 같다.

$$v_j = \tau f_m P(h_s, f_p) \quad (19)$$

$P(h_s, f_p)$ 는 특정 해상상태에서의 유의 파고(h_s)의 발생확률이며 특정 해상상태에서의 피로 손상은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$D_j = v_j E(N^{-1}) D_j = \nu_j E(N^{-1})_j \quad (20)$$

운용연수 동안의 모든 피로 손상은 모든 해상상태에서의 손상의 총합으로 나타낼 수 있다.

$$D_c = \sum_{j=1}^n D_j \quad (21)$$

다음식을 통해 피로안전성을 평가한다.

$$1 \geq \sum D_c \cdot \gamma_F \quad (22)$$

γ_F : 피로한계상태 안전계수

4. 해석결과 및 고찰

4.1 정적해석

계류시스템에 작용하는 인장력을 계산하기 위해 계류요소를 1m 길이로 분할하고 수치적 적분을 수행했다. 요소에 대한 평형조건을 외삽함으로써 전체시스템의 기하학적 수렴 조건을 계산해 내는 방식의 해석이 진행되었으며, 계류 요소의 연신률과

Table 2 Diameter and immerse weight of mooring system components

	Diameter (m)	Immerse weight (kg/m)
10m Chain	0.025	-12.250
30m Chain	0.019	-6.870
800m Wire rope	0.012	-0.360
400m Nylon rope	0.025	-0.050
600m P.P rope	0.034	0.016
50m Chain	0.013	-3.070

Table 3 Design environmental condition

Current speed	Wave height	Wave period	Wind speed
2.06 m/s	20 m	8 s	75 m/s

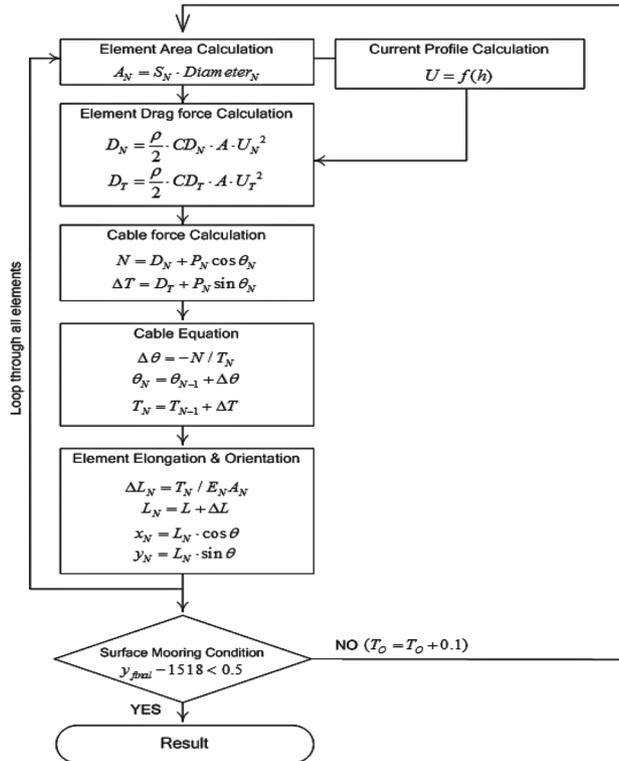


Fig. 4 Static analysis procedure

조류의 효과를 적용했다.

해석의 이상화를 위해 전체 계류 요소 중 큰 비중을 차지하지 않는 Shackle과 Swivel을 해석과정에서 배제했으며, 수직하중 감소를 위해 장착된 Glass Ball의 영향도 배제했다. 각각 요소의 침하 하중은 Table 2와 같다.

조류는 해수면으로부터 선형적으로 분포한다고 가정했으며 설계 환경조건은 Table 3과 같다.

해석 프로시저는 Fig. 4와 같으며 C언어를 사용하여 해석을 수행했다.

극한 환경에서 계류시스템의 기하학적 형상은 Fig. 5와 같고, 수심별 인장력 분포는 Fig. 6과 같다.

해석결과, 인장력은 수직 하중이 큰 상하부의 체인부에서 급격한 증가를 보였으며 수직 하중이 작은 나일론, 폴리프로필렌 로프부에서는 완만한 증가를 보여주고 있다. 또한 시스템 전체에 대해 27%의 연신률을 확인할 수 있었다. 이는 복합재 로프 부 자체의 큰 연신률에 기인하며 시스템 전체의 인장력 감소에 큰 도움을 주고 있는 것을 확인할 수 있었다. 계류시스템 요소별 작용 인장력은 Table 4와 같다.

부이와 무어링 체결부 상단과 앵커와의 체결부에 위치하는 체인의 경우는 충분한 강도상 여유폭이 있기 때문에 체인을 제외한 계류 시스템 요소에 대한 안전성 평가를 수행했다(Table 5

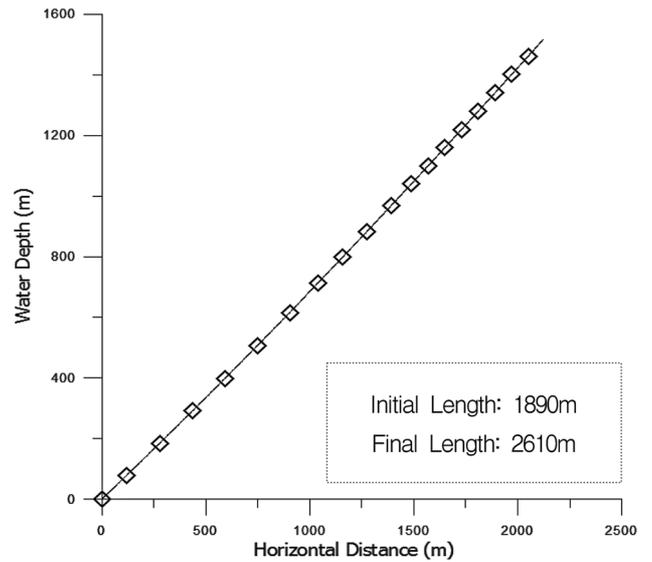


Fig. 5 Geometrical shape of mooring system

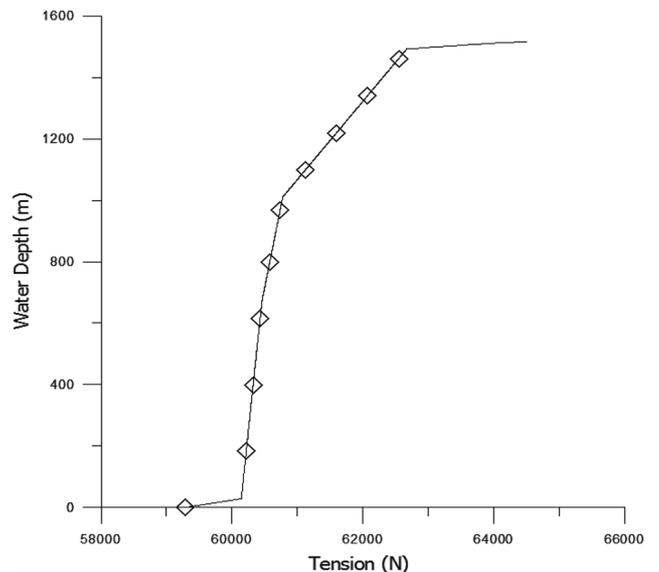


Fig. 6 Tension distribution of mooring system

Table 4 Tension of mooring system components

	Max. tension (kN)	Min. tension (kN)
10m Chain	64.50	63.87
30m Chain	63.83	62.67
800m Wire rope	62.66	60.78
400m Nylon rope	60.78	60.46
600m P.P rope	60.46	60.13
50m Chain	60.11	59.29

참조). 설계 하중은 준정적해석에 관한 안전율 1.7(DNV, 2004)을 해석된 최대 인장력에 곱하여 계산하였다.

강도적 측면에서 와이어 로프와 직접 체결되는 나일론 로프

Table 5 Static safety assessment

	Design demand (kN)	Design capacity (kN)	Safety assessment
Wire rope	106.53	98.89	Unsafety
Nylon rope	103.32	166.77	Safety
P.P rope	102.78	192.28	Safety

Table 6 Parameters in different sea-state of mooring areas

Sea-state	Wind speed (ms ⁻¹)	Significant wave height (m)	Peak frequency (Hz)	Probability
1	0-3.5	0.730	0.285	0.234
2	3.5-5.5	1.410	0.259	0.223
3	5.5-8.5	1.850	0.251	0.265
4	8.5-11	2.780	0.241	0.147
5	11-14	3.470	0.211	0.092
6	14-17	4.560	0.194	0.028
7	17-20	5.630	0.180	0.007
8	20-24	6.750	0.172	0.002
9	>24	7.320	0.116	0.001

수준의 강도를 가지도록 직경을 증가시키는게 이상적이거나, 직경을 무리하게 늘릴 경우, 정적 수직 하중이 증가함으로써 부이 선체운동에 악영향을 미치며 계류시스템 전체에 커다란 정적, 동적 인장력의 증가를 가져오게 된다. 따라서 설계 하중을 만족하는 수준으로의 와이어 로프 직경 증가가 필요하다고 판단된다.

4.2 동적 피로안전성 해석

본 연구에서는 계류예정지인 동해 북부 지역의 해양기상관측 부이의 관측 통계(2008/01/01-2008/09/29) 자료를 바탕으로 Table 6과 같이 풍속별로 이산화된 9개의 해상상태를 구성했다. 스펙트럼 계산을 위해 상용 공학 소프트웨어인 Matlab을 사용했으며 해상상태 별 파고 스펙트럼 $S_{\eta}(w)$ 계산을 위해 Generalized piersonmoskowitz 스펙트럼(Pierson and Moskowitz, 1964)을 이용했다.

인장력 스펙트럼 함수를 계산하기 위한 파라미터값은 Table 7과 같으며, 해상상태별 감쇠력, 파도가 기인한 외력 등의 유체력은 부이 선체 구조모델을 통한 포텐셜 이론을 이용하여 계산을 수행하였다. 복합재 로프인 나일론, 폴리프로필렌을 단일 복합재로 이상화하여 와이어 로프와 체결되는 나일론의 물성치를 해석을 위한 파라미터로 사용한다. Table 8은 식 (13)을 통해 계산된 해상상태별 인장력 표준편차와 평균 주파수를 나타낸다.

Table 9는 식 (19), (20), (21)에 의해 계산된 해상상태 별 체인과 와이어 로프의 해상상태 별 손상정도를 나타낸다.

Table 10에서는 안전율 5(DNV, 2004)를 적용하여 식 (22)을 통해 상부 체인과 와이어 로프에 대한 예상 계류기간 동안의 안전성을 평가한다.

Table 7 Parameters for calculating tension spectrum

Mass + added mass, M_T	8256 kg
Damping constant, B_T	6676 N s ² m ⁻²
Mass per unit length, m_w	0.44 kg m ⁻¹
Young's modulus, E_w	1.0 × 10 ¹¹ Nm ⁻²
Cross-sectional area, A_w	1.1 × 10 ⁻⁴ m ²
Length, L_w	800 m
Damping per unit length, b_w	0.1 N s ² m ⁻³
Mass per unit length, m_s	0.36 kg m ⁻¹
Young's modulus, E_s	4.8 × 10 ⁸ Nm ⁻²
Cross-sectional area, A_s	7.2 × 10 ⁻⁴ m ²
Length, L_s	1000 m
Damping per unit length, b_s	0.2 N s ² m ⁻³

Table 8 Tension standard deviation and mean frequency in different sea-state

Sea-state	Tension standard deviation (N)	Mean frequency (Hz)
1	689	0.449
2	1330	0.414
3	1750	0.402
4	2630	0.388
5	3280	0.343
6	4310	0.318
7	5310	0.296
8	6360	0.281
9	6840	0.185

Table 9 Expected damage in different sea-state

Sea-state	Expected damage (Chain)	Expected damage (Wire rope)
1	1.70E-16	2.68E-35
2	1.08E-15	3.27E-34
3	2.83E-15	1.13E-33
4	5.14E-15	3.09E-33
5	5.52E-15	4.14E-33
6	3.53E-15	3.48E-33
7	1.54E-15	1.87E-33
8	7.16E-16	1.04E-33
9	2.93E-16	4.59E-34

Table 10 Fatigue safety assessment

	$\sum D_i \cdot \gamma_F$	Safety assessment
Upper chain	1.04E-13	Safety
Wire rope	1.34E-34	Safety

5. 결 론

참 고 문 헌

본 논문에서는 기 개발된 해양관측 부이의 역현수식 계류시스템에 대한 정적/동적 안전성 평가를 수행했다. 극한환경조건에서의 극한한계상태 해석법을 통한 정적 안전성 평가, 실제 계류 예정지역의 관측자료를 통한 동적 피로하중을 토대로 해석을 수행함으로써 계류시스템의 역학적 구조 안전성 평가를 확립하고자 하였다.

정적 해석을 통해 다양한 재료로 구성되는 계류시스템의 정적해석 기법을 정리하였으며 실제로 계류지역에서 파단이 발생한 계류시스템의 와이어 로프부에 대한 보강안을 도출해 낼 수 있었다. 또한 기존의 계류시스템 해석에서 크게 고려되지 않던 피로손상예측 해석 기법 및 안전성 평가기법을 확립하였다.

계류시스템의 하단부에 위치하는 복합 재료 물질인 나일론과 폴리프로필렌 로프의 경우 재료적 불확실성이 크기 때문에 정확한 피로 파라미터를 결정할 수 없었고 피로해석을 수행할 수 없었다. 추후 실험을 통한 파라미터 확보를 통해 모든 계류요소에 대한 정확한 피로해석이 가능할 것이다.

본 연구를 통해 확립된 부이 계류시스템에 대한 강도 해석기술 및 안전성 평가기법은 표준적이고 타당한 구조설계 기법의 가이드라인으로서 활용될 수 있으리라 판단되며, 사고로 인한 부이의 유실 방지 및 극한설계 관점에서 매우 유용하게 활용될 수 있으리라 판단된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 우수 연구 센터(ASERC)의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

박한일, 신무근 (2003). "한국 연근해 적용을 위한 해양 관측 부이의 특성 분석 연구", 한국해양환경공학회 2003년도 춘계 학술대회 논문집, pp 267-273.

조규남, 이우섭 (1997). "해양 관측용 부이의 개념 설계 연구", 한국해양공학회지, 제11권, 제4호, pp 205-212.

Berteaux, H.O. (1976). Buoy Engineering, pp 97-191.

DNV (2004). Position Mooring, Offshore Standard DNV-OS-E301.

Grosenbaugh and Mark A. (1995). "Designing Oceanographic Surface Mooring to Withstand Fatigue", Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, Vol 12, pp 1101-1110.

Grosenbaugh and Mark A. (1996). "On the Dynamics of Oceanographic Surface Mooring", Ocean Engineering, Vol 23, pp 7-25.

National Data Buoy Center (1989). NDBC Mooring Design Manual.

Pierson, W.J. and Moskowitz, L.M. (1964). "A Proposed Spectral form for Fully Developed Wind, Sea, Etc", Journal of Geophysical Research, Vol 69, pp 5181-5190.

2009년 1월 12일 원고 접수
 2009년 1월 22일 최종 수정본 채택