

선박 프로펠러 후류 및 조류에 의해 발생한 힘이 가두리 양식장 구조물에 미치는 영향에 관한 연구

이귀주* 라영곤* 김정화* 류태호**

*조선대학교 항공조선공학부 선박해양공학과

**현대미포조선(주) 종합설계부

On Study of the Effects of External Forces on the Fish Farm Structure Due to Following Flows and Currents in Fully Operated Ship's Propeller

KWI-JOO, LEE*, YOUNG-KON, RA*, KYOUNG-HWA, KIM* and TAE-HO, RYU**

*Dept. Naval Archi. & Ocean Eng., College of Eng., Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

**Hyundai Mipo Dockyard Co. Ltd., Ulsan 682-712, Korea

KEY WORDS: Newtonian Fluid 뉴턴 유체, Boundary Condition 경계조건, Velocimeter 유속계, Current 조류, Bending Moment 굽힘 모멘트, Bending Stress 굽힘응력, Damage Strength 파손강도

ABSTRACT: This report describes the effects of following flows due to ship's propeller on the fish farm structure when the ship's propeller is operated in full power. This study is applied an incompressible newtonian fluid theory, which is governed the Navier-Stokes equation. For the numerical solution, Neumann equation are applied as the boundary conditions. The result shows that the flow velocity near the fish farm is 1.0 m/sec. The actual measurement carries out by using propeller type velocimeter in order to measure the velocity of following flows and currents around the fish farm area. The result shows that the maximum velocity near the fish farm structure is 1.2 m/sec in depth of 1.5 m. This velocity is used for calculation of external force on the fish farm structure. The results of structural strength of the fish farm structures show that the actual maximum bending moment and bending stress are less than the damage strength of material. So the fish farm structure is not affected by the following flows and currents of ship's propeller.

1. 서론

우리나라 남해안은 많은 섬들이 있어 전체의 양식장으로 각광을 받고 있다. 이에 해산물을 운송하기 위해 선박의 수의 증가 또는 대형화하고 있는 실정이다. 선박의 대형화는 곧 추진기의 대형화를 의미하며, 이 대형추진기가 발생시키는 후류는 파도 및 조류와 더불어 해상로 및 양식장 주위의 유동을 변화시키는데 충분하다 하겠다.

실제로 1999년 8월 태풍(올가)으로 인하여 선착장에서 약 80m 후방의 양식장의 구조물을 훼손시킨 사례가 있으며, 이때 정박했던 선박은 태풍으로부터 피해를 최소화하기 위해 추진기를 전속력으로 운전했던 예가 있었다.

이에 본 논문은 위 선박의 추진기가 발생한 후류가 양식장 구조물에 미치는 영향을 알아보기 위해, 선착장 및 양식장 주위에서의 유동에 대하여 해석적 방법으로 추정 해 보고 한편 실제로 현장측정을 수행하여 해석 결과 값과 비교해 보고, 이 유동에 의한 외력이 양식장 구조물의 강도에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 선박의 주요 제원

2.1 주요치수

- (1) 전장 : 56.06 m (2) 형폭 : 9.00 m
- (3) 흘수 : 1.80 m (4) 톤수 : 250 톤

2.2 주기판

- (1) 종 류 : CATERPILLAR, 2-set
- (2) 정격 출력 : 연속 최대 1280 BHP
- (3) 정격회전수 : 1800 rpm (4) 감속비 : 3.955 : 1

2.3 프로펠러

- (1) 피치 : 1360 mm (2) 직경 : 1660 mm

3. 양식장 구조물특성

3.1 지지목

- (1) 크기 : 80 mm x 80 mm
- (2) 길이 : 600 mm (지지점 거리 ; 410 mm)
- (3) 재료 : 목재
- (4) 파손하중 : 2000 kgf (변위 = 12 mm, Fig. 1 참조)

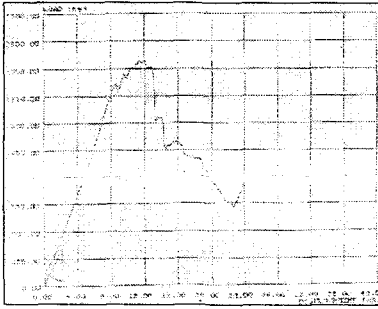


Fig. 1 지시목 재료시험 결과 그래프

3.2 지시목의 파괴강도

(1) 최대 굽힘 모멘트 (M_{mfp}) - 집중하중의 경우

$$M_{mfp} = \frac{P \cdot \ell}{2} = \frac{2000 \times 0.41}{2} = 410 \text{ [kgf-m]}$$

(2) 최대 굽힘 응력 (σ_{mfp}) - 집중하중의 경우

$$\sigma_{mfp} = \frac{M_{mfp}}{Z} = \frac{410}{8.5333 \times 10^{-5}} = 4.805 \times 10^6 \text{ [kgf/m}^2\text{]}$$

여기서 $Z = \text{단면계수} = (bh^2)/6 = 8.5333 \times 10^{-5} \text{ [cm}^3\text{]}$

(3) 파손 하중 (P_{mfp})

$$P_{mfp} = \frac{2 \cdot \sigma_{mfp} \cdot Z}{\ell} = \frac{2 \times 4.805 \times 10^6 \times 8.5333 \times 10^{-5}}{6} = 136.675 \text{ [kgf]}$$

(4) 최대 굽힘 모멘트 (M_{mfd}) - 분포하중의 경우

$$M_{mfd} = \frac{w \ell^2}{8} = \frac{(P/\ell) \ell^2}{8} = \frac{136.675 \times 6}{8} = 102.506 \text{ [kgf-m]}$$

(5) 최대 굽힘 응력 (σ_{mfd}) - 분포하중의 경우

$$\sigma_{mfd} = \frac{M_{mfd}}{Z} = \frac{102.506}{8.5333 \times 10^{-5}} = 1.201 \times 10^6 \text{ [kgf/m}^2\text{]}$$

4. 유동해석에 의한 유속계산

4.1 Navier - Stokes 방정식

선체주위의 유동현상은 대부분 비 압축성 점성유체에 대한 유체 역학 이론을 사용하여 기술하고 해석할 수 있다. 특히 선체주위의 해수는 전단응력과 속도구배가 선형관계를 유지하며, 비 압축성이므로 해수의 밀도는 변화가 없는 비 압축성 뉴턴 유체로 가정한다. 비 압축성 뉴턴 유체의 유동에 대한 지배방정식은 연속방정식과 운동방정식으로 표현하며, 이를 비 압축성 Navier-Stokes 방정식이라고 한다. 비 압축성 Navier-Stokes 방정식은 속도에 관한 선형 편미분 방정식과 속도와 압력에 관한 비선형 2계 편미분 방정식의 연성 방정식계로 나타내며 적합한 초기조건과 경계조건이 주어지면 수학적으로 완전하게 정의된다. 비 압축성 뉴턴유체의 유동에 대한 Navier-Stokes 방정식은 원초변수인 속도 $U(x, y, z, t)$ 와 압력 $P(x, y, z, t)$ 를 사용하여 기술하면,

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (UU) = -\nabla P + \frac{1}{R_e} \cdot \nabla^2 U \quad (2)$$

방정식 (1)과 (2)는 주어진 유동영역 V 에서의 임의점 x, y, z 에서의 시간 $t > 0$ 에 대해서 성립한다.

$$U(x, y, z, t) = W(x, y, z, t), \quad x, y, z \in \partial V \quad (3)$$

$W(x, y, z, t)$ 는 경계 ∂V 에서 주어진 임의의 벡터함수로서 다음의 조건을 만족하여야 한다.

$$\int_{\partial V} W \cdot nds = 0 \quad (4)$$

초기의 경계조건 및 초기 속도장 U_0 는 경계를 포함한 전영역 V 에서 정의되어야 하며 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$U(x, y, z, 0) = U_0(x, y, z) \quad x, y, z \in \tilde{V} (= V + \partial V) \quad (5)$$

초기 속도장 U_0 는 다음과 같은 조건을 만족해야 한다.

$$\nabla \cdot U_0 = 0, \quad x, y, z \in V \quad (6)$$

$$U_0 \cdot n = W(x, y, z, 0) \cdot n \quad x, y, z \in \partial V \quad (7)$$

4.2 압력 Poisson 방정식

속도와 압력을 종속변수로 하는 원초변수법을 사용하여 비압축성 NS 방정식의 수치해를 구하는데 있어서 가장 큰 어려움의 하나는 압력에 대한 현시적인 방정식이 없다는 데 있다. 즉, 압력은 속도에 대한 방정식인 운동방정식 (2)에만 포함되어 있을 뿐 연속 방정식 (1)에는 포함되어 있지 않다. 따라서 압력은 운동량 방정식을 만족함과 동시에 연속 방정식을 만족하도록, 다시 말해서 속도장이 $t > 0$ 에 대해서 항상 무발산이도록 결정하여야 한다. 위와 같은 연립 방정식계를 직접 이산화해서 수치해를 구하는 방법도 가능하지만, 대부분의 경우에는 위의 방정식들로부터 압력에 대한 방정식을 유도하여 연속 방정식 대신 속도와 압력을 연성 시키는 압력 Poisson 방정식을 도입하여 압력을 계산하고 속도가 연속 방정식을 만족하도록 해주는 방법을 사용한다. (1)과 (6)으로부터 속도장은 $t \geq 0$ 에 대해서 항상 무발산이므로 가속도 $\partial U / \partial t$ 또한 무발산이어야 함을 알 수 있다.

$$\nabla \cdot \frac{\partial U}{\partial t} = 0 \quad x, y, z \in V \quad (8)$$

여기에 (2)로부터 가속도에 대한 관계식을 구해서 대입한 후 정의하면 다음과 같이 압력에 대한 Poisson 방정식을 얻게 된다.

$$\nabla^2 P = -\nabla \cdot \xi, \quad x, y, z \in V \quad (9)$$

$$\xi = \nabla \cdot (UU) - \frac{1}{R_e} \nabla^2 U \quad (10)$$

따라서 운동방정식(2)가 유동영역내의 모든 점에서 만족된다면 식 (9)와(10)은 식 (8)과 동가이며 초기조건(6)을 함께 고려하면 식 (9)와(10)은 연속방정식 (1)과 동가임을 알 수 있다. 그러나 여기서 반드시 짚고 넘어가야 할 점은 압력 Poisson 방정식 (9)와(10)은 압력에 대한 올바른 경계조건을 필요로 한다는

것이다.

4.3 압력방정식의 경계조건

압력 Poisson 방정식을 사용해서 압력을 구하는 데 필요한 올바른 경계조건에 대하여 살펴보면, 가장 간단한 방법은 압력에 대한 경계조건으로 운동방정식 (2)를 사용하는 것이다. 운동방정식은 벡터 방정식이므로 경계에서 그 법선, 또는 접선성분 중 어느 것이나 적용이 가능하며 전자는 압력에 대한 Neumann 경계조건을, 후자는 Dirichlet 경계조건을 주지만 오직 Neumann 경계조건만이 $t > 0$ 뿐 아니라 $t = 0$ 에서도 적용이 가능하다. 한편 Strikwerda는 Neumann 경계조건이 지배 방정식계와 독립적이지 않기 때문에 경계조건으로 만족스럽지 못하며 이를 사용할 경우, 방정식계는 수학적으로 불충분하게 정의된다고 주장하였으나 Gresho & Sani, Roache는 지배방정식으로서의 운동방정식은 오직 유동영역 내부에서만 사용되었으므로 이의 법선 성분을 경계조건으로 사용하는 것은 아무런 하자가 없으며 더 나아가서 Neumann 경계조건이 올바른 해를 주는 타당한 조건임을 보였다. 압력에 대한 Neumann 경계조건은 운동방정식 (2)의 경계에서의 법선 성분으로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$\frac{\partial P}{\partial n} = -\frac{\partial U_n}{\partial t} - U \cdot \nabla U_n + \frac{1}{Re} \nabla^2 U_n, \quad x, y, z \in \partial V \quad (11)$$

여기서 U_n 은 경계에서의 법선방향 속도성분이다. 압력 Poisson 방정식 (9), (10)과 경계조건 (11)은 압력에 대한 Neumann 문제로서 해가 존재하기 위해서는 양립 (Compatibility) 조건을 만족해야 한다. 즉 식 (9), (10)을 영역 V 에 걸쳐 적분하고 Stokes의 정리를 적용하여 정리하면,

$$\int_{\partial V} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \cdot \nabla U_n - \frac{1}{Re} \nabla^2 U_n \right) dS = 0 \quad (12)$$

가 얻어진다. 여기에 압력에 대한 Neumann 경계조건 (11)을 사용하면 양립조건 (12)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\int_{\partial V} \left(-\frac{\partial P}{\partial t} + U \cdot \nabla U_n - \frac{1}{Re} \nabla^2 U_n \right) dS = - \int_{\partial V} \frac{\partial U_n}{\partial t} dS = 0 \quad (13)$$

속도에 대한 Dirichlet 경계조건 (3), (4)를 사용하면 (13)은

$$\int_{\partial V} \frac{\partial U_n}{\partial t} dS = \int_{\partial V} \frac{\partial}{\partial t} (W \cdot n) dS = \frac{d}{dt} \int_{\partial V} W \cdot n dS = 0 \quad t \geq 0 \quad (14)$$

이므로 속도에 대한 Dirichlet 경계조건 (3), (4)가 성립하는 한 (9), (10)과 (11)로 주어지는 압력에 대한 Neumann 문제는 양립조건 (12), (13)을 만족하며 따라서 임의의 추가상수 범위 내에서 유일해가 존재한다.

한편 (8)식을 경계에 적용하고 divergence 정리를 사용하면 다음이 얻어진다.

$$\lim_{\Delta V \rightarrow 0} \left[\frac{1}{\Delta V} \left(\int_{\Delta S_B} \frac{\partial U}{\partial t} \cdot n_B dS + \int_{\Delta S_D} \frac{\partial U}{\partial t} \cdot n_D dS \right) \right] = 0 \quad (15)$$

운동방정식 (2)를 사용하면 ΔS_D 에 대한 피분항인 가속도 $\frac{\partial U}{\partial t}$ 를 다음과 같이 바꿀 수 있다.

$$\begin{aligned} \left(\nabla \cdot \frac{\partial U}{\partial t} \right)_{\partial V} &= \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \left[\frac{1}{\Delta V} \left(\int_{\Delta S_B} \frac{\partial U}{\partial t} \cdot n_B dS \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \int_{\Delta S_D} \left(\nabla \cdot (UU) - \nabla P - \frac{1}{Re} \nabla^2 U \right) \cdot n_D dS \right) \right] = 0 \quad (16) \end{aligned}$$

$\nabla V \rightarrow 0$ 에 따라 $\nabla S_B \rightarrow \nabla S_D$, $n_B \rightarrow -n_D$ 이므로 결국 위 식은

$$\begin{aligned} \left(\nabla \cdot \frac{\partial U}{\partial t} \right)_{\partial V} &= \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \left[\frac{1}{\Delta V} \left(\int_{\Delta S_B} \left(-\frac{\partial U}{\partial t} \right. \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \nabla \cdot (UU) + \nabla P - \frac{1}{Re} \nabla^2 U \right) \cdot n_B dS \right) \right] = 0 \quad (17) \end{aligned}$$

가 된다. 여기서 ΔS_B 는 임의의 경계요소이므로 (16)이 성립하려면 피적분항이 사라져야 한다.

$$\left(\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (UU) + \nabla P - \frac{1}{Re} \nabla^2 U \right) \cdot n_B = 0 \quad x, y, z \in V \quad (18)$$

식 (18)은 운동방정식 (2)의 경계에서의 법선성분이며 압력에 대한 Neumann 경계조건 (11)과 정확히 같다. 이로부터 압력에 대한 Neumann 경계조건은 경계에서 속도가 무발산이기 위한 필요조건이며 운동량 방정식(2), 속도에 대한 Dirichlet 경계조건 (3), (4) 및 초기조건 (5), (6), (7) 그리고 압력 Poisson 방정식 (9), (10)과 압력에 대한 Neumann 경계조건 (11)을 사용하면 전 영역 V 에서 무발산인 속도와 이에 상응하는 압력을 구할 수 있음을 알 수 있다.

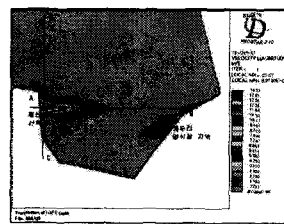


Fig. 2 유속분포도(수선면)

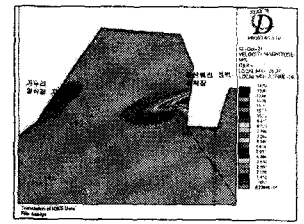


Fig. 3 유속분포도(d=0.5m)

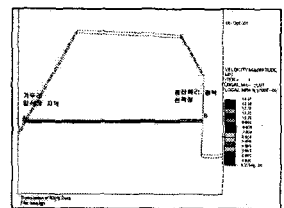


Fig. 4 유속분포도(d=1.0m)

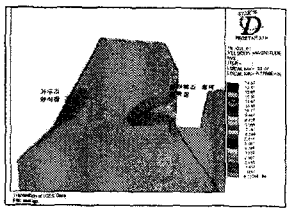


Fig. 5 유속분포도(d=1.5m)

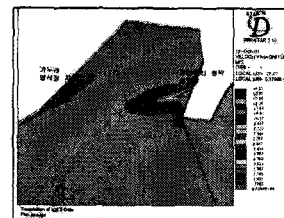


Fig. 6 A-B 단면에서의 깊이에 따른 유속분포

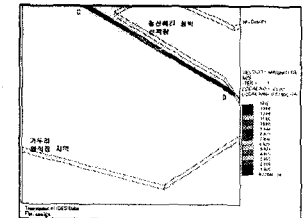


Fig. 7 C-D 단면에서의 깊이에 따른 유속분포

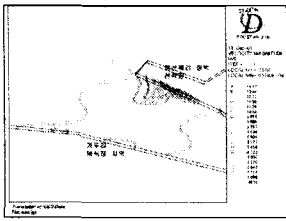


Fig. 8 양식장 부근 유속

5. 양식장 주위의 유속계측

현장의 해저지형 등의 영향에 따라 유속의 변화가 적지 않으므로 실제값을 계측하는 것이 매우 중요하다. 따라서 현장에서서의 유속을 다음과 같이 계측하였다.

5.1 계측장비

[프로펠러식 유속계]

(1) 개요

프로펠러 유속계는 2 mm 직경의 매우 작은 프로펠러가 유속에 따라 회전할 때 회전수를 계측하여 유속을 계측하는 장치로서 설정된 시간의 평균유속을 계산하고 연산결과를 표시하여 인자를 기록하는 것이 가능하다.

(2) 특징

- ① 설정된 매초의 평균유속을 프린터로 출력할 수 있다.
- ② 연산된 유속값을 출력할 수 있다.

(3) 프로펠러식 유속계(VOT-200-20형 유속계)의 개략도

[VOT-200-20형 유속계의 표준사양]

- 접속가능검출기 : $\phi 20$ Range
- 측정범위 : $\pm 2 \sim \pm 200$ cm/s
- 평균시간 : 1~99 초 (1초 단위)
- 표시 : LED 3½桁
- 펄스출력 : TTL 레벨
- 데이터출력 : 감열 기록지
- 정수출력 : 디지털 스위치
- 측정모드 : 수동 및 자동
- 전원 : AC 100V \pm 10% 50&60 Hz

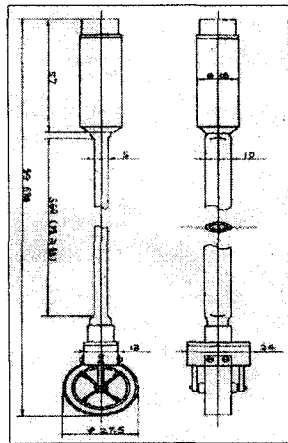


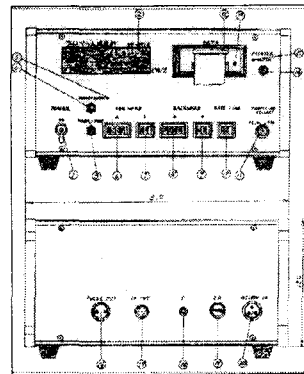
Fig. 9 프로펠러식 유속계

(4) 프로펠러식 유속계 앰프의 개략도 및 각부명칭

- 1) Power : 전원스위치
- 2) 출력표시 : LED 3½桁에 유속값을 표시
- 3) START/STOP : 측정개시 스위치로서 패널면의 연산조건

을 변경할 때는 STOP

- 4) Manual/Auto : 수동 혹은 자동측정의 전환 스위치
- 5) Auto-LED : Auto 모드 설정 때 점등 됨
- 6) Forward-A : ⊕방향의 A정수 설정용 디지털 스위치
- 7) Forward-B : ⊕방향의 B정수 설정용 디지털 스위치
- 8) Backward-A : ⊖방향의 A정수 설정용 디지털 스위치
- 9) Backward-B : ⊖방향의 B정수 설정용 디지털 스위치
- 10) Gate Time : 평균시간 설정용의 디지털 스위치
- 11) Propeller Select : 검출기 프로펠러 설정용 스위치로서 프로펠러의 직경에 맞게 설정
- 12) 프린터 : 디지털 스위치에 설정된 데이터와 측정된 유속값을 기록
- 13) Feed 스위치 : 기록지를 밀어내는 스위치
- 14) Printer On/Off
- 15) Printer LED : 프린터를 ON 시킬 때 점등 됨
- 16) Pulse Out : 펄스 출력용 커넥터



- 17) Input : 검출기 접속용 커넥터
- 18) E : 어스 단자
- 19) Fuse : 퓨즈로서 규정 이상의 용량은 사용금지
- 20) AC 100V IN : AC 100 Volt 전원입력 커넥터

Fig. 10 프로펠러식 유속계 앰프

5.2 계측결과

- 계측장소 : 완도 청산도, Fig. 1에서 B 지점.
- 계측장소 수심 : 9 m
- 양식장의 깊이가 3m 이므로 양식장의 깊이의 중앙부분 1.5m 깊이의 지점에서 선박이 사고당시의 기관 회전수로 작동되고 있을 때 유속을 측정하였다.
- 아래의 표에서 볼 수 있는 바와 같이 깊이 1.5m에서의 최대유속은 1.20 m/sec로 계측되었다.

Table 1 유속 측정값

횟수	깊이=1.5 m	횟수	깊이=1.5 m
1	0.483	6	0.763
2	0.713	7	0.923
3	0.623	8	0.876
4	0.841	9	1.008
5	1.20	10	0.773
평균값	0.820	최대값	1.20

[단위 : m/s]

TIME 5 sec +0.302N+3.0 -0.510N-3.0	
No.	DATA
1	31.2
2	40.1
3	40.3
4	71.3
5	62.3
6	84.1
7	121.3
8	76.3
9	92.3
10	87.6
11	100.8
12	77.3
13	54.7
14	38.5

[단위 : cm/s]

6. 양식장 지지목의 강도계산

6.1 양식장 지지목이 파손되는 최대모멘트 및 응력 계산

프로펠러의 회전에 의한 후류가 양식장의 그물에 영향을 미치면, 6 m 간격으로 볼트와 너트로 연결된 지지목(80 mm x 80 mm)이 어느 정도의 힘에 의하여 파손되는가를 계산하였다. 양식장 지지목의 파손시의 강도계산은 Fig. 1 "지지목 재료시험 결과 그래프"를 참조하여 계산한다.

(1) 양식장 지지목에 집중하중이 작용하는 경우

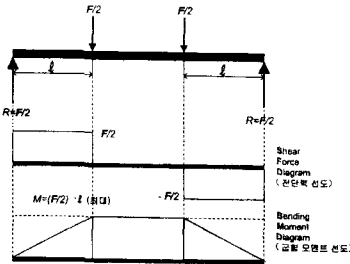


Fig. 11 집중하중에서의 전단력 및 굽힘모멘트 선도

Fig. 11에서 처럼, 길이 4100 mm인 지지목에 집중하중 F/2가 작용할 경우 최대굽힘모멘트

$(M_{BP})_{max}$ 는,

$$(M_{BP})_{max} = \frac{F}{2} \cdot l \quad \text{①}$$

$$= \frac{2000}{2} \times 0.41 = 410 \text{ [kgf-m]}$$

여기서 F = 지지목의 최대 파손하중 [kgf]

l = 지지목의 길이 [m]

이때 최대굽힘 응력 $(\sigma_{max})_P$ 는

$$(\sigma_{max})_P = \frac{(M_{BP})_{max} \cdot C}{I} = \frac{(M_{BP})_{max} \cdot (\frac{h}{2})}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{6(M_{BP})_{max}}{bh^2} \quad \text{②}$$

여기서 M_{BP} = 최대굽힘 모멘트 [kgf-m]

C = 부재 단면의 끝단에서부터 중립축까지의거리 [m]

I = 부재단면의 2차 면적모멘트 (= $bh^3/12$)

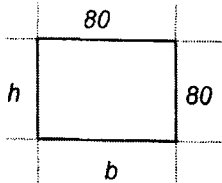


Fig. 12 지지목의 단면도

$C = h/2 = 0.04 \text{ m}$

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.08 \times (0.08)^3}{12} = 3.413 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

최대 굽힘응력 $(\sigma_{max})_P$ 을 다시 쓰면

$$(\sigma_{max})_P = \frac{(M_{BP})_{max} \cdot C}{I} = \frac{410 \times (0.08/2)}{0.08 \times (0.08^3/12)} = 4.805 \times 10^6 \text{ [Kgf/m}^2\text{]}$$

그러나 실제 양식장의 지지목의 길이는 6m 이므로, 실제의

파손하중 F는 윗 식 ①과 ②에서 l 을 6m로 하고 F를 좌변에 그리고 나머지를 우변으로 이항하여 단면의 각각의 치수를 대입하면,

$$F = \frac{(\sigma_{max})_P bh^2}{3\ell} = \frac{4.805 \times 10^6 \times 0.08 \times 0.08^2}{3 \times 6} = 136.676 \text{ [Kgf]}$$

(2) 양식장 지지목에 분포하중이 작용하는 경우

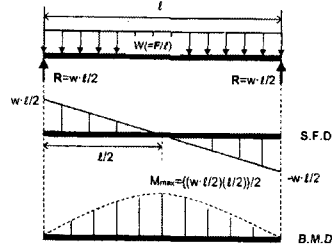


Fig. 13 전단력 및 모멘트 선도 (분포하중)

실제로 프로펠러가 회전하여 생기는 후류가 지지목에 작용할 때는 지지목 전체에 걸쳐서 균일하게 분포하중이 작용하게 된다.

Fig. 13에서 처럼 분포하중을 받는 지지목이 파손되는 최대 굽힘 모멘트 $(M_{BD})_{max}$ 는,

$$(M_{BD})_{max} = \frac{(\frac{-w\ell}{2})(\frac{\ell}{2})}{2} = \frac{(-\frac{136.676}{6}) \cdot 6}{2} \left(\frac{6}{2}\right)$$

$$= 102.507 \text{ [Kgf-m]}$$

이때의 최대 굽힘응력 $(\sigma_{max})_D$ 는,

$$(\sigma_{max})_D = \frac{(M_{BD})_{max} \cdot C}{I} = \frac{102.507 \times (0.08/2)}{0.08 \times (0.08^3/12)} = 1.201 \times 10^6 \text{ [Kgf/m}^2\text{]}$$

(3) 계산결과와 적용

실제 길이 6m 의 양식장 지지목이 파손될 때에 작용하는 최대굽힘모멘트와 이때의 최대굽힘응력을 계산한 결과 다음과 같다.

- 1) 최대굽힘 모멘트는 102.507 [Kgf-m] 이고,
- 2) 최대굽힘 응력은 1.201×10^6 [Kgf/m²] 이다.

6.2 프로펠러의 회전에 의한 후류가 지지목에 작용하는 응력 계산

(1) 유량 Q의 계산

$$Q = 22.314 \times 0.1 = 2.2314 \text{ [m}^3\text{/sec]}$$

(2) 지지목에서 유속 계산 및 측정

프로펠러 후류에서의 흐름의 유속은 프로펠러 직경의 폭만큼 일정하게 후류에 작용하는 것으로 간주하면, 이론상 최대유속을 아래의 약산식으로 계산 할 수 있을 것이다.

타를 나올 때 유속 U_R 은,

$$U_R = \varepsilon n P \sqrt{1 - 2(1 - \eta x)s + 1 - \eta x(2 - x)s^2}$$

$$= (1.064)(7.585)(1.36)$$

$$\sqrt{1 - 2[1 - (0.949)(0.564)] \cdot 1 + 1 - (0.949)(0.564)(2 - 0.564) \cdot 1^2}$$

$$= 6.018 \text{ [m/sec]}$$

여기서 $w_R = 0.25$ (타에서의 유효 반류계수)

$$w_P = \text{프로펠러에서의 유효반류계수} \\ = 0.551 - 1.333C_B + 1.357C_B^2$$

$$C_b = \frac{V}{LBd} = 0.72 = \text{방형계수}$$

$$\epsilon = \frac{1 - w_R}{1 - w_P} = \frac{1 - 0.25}{1 - 0.296} = 1.064$$

$D = 1660$ mm (= 프로펠러 직경)

$H = 3500$ mm (= 타 높이)

$V = 0$ m/sec (= 선속)

n = 프로펠러 회전수

$$= 1800 \text{ rpm} \div 3.955 \div 60 = 7.585 \text{ rps}$$

$$\eta = \frac{D}{H} = \frac{3.320}{3.500} = 0.949$$

$$x_x = 0.6$$

$$x = \frac{x_x}{\epsilon} = 0.564$$

$$s = 1 - \frac{V(1 - w_P)}{nP} = 1.0$$

(3) 지지목에 걸리는 힘의 계산

지지목에 걸리는 힘 F 는 다음의 식으로 계산할 수 있다.
즉,

$$F = \rho \cdot Q \cdot U \\ = 1025 \times 2.2314 \times 1.2 = 2744.622 \text{ [N]}$$

여기서 ρ = 바닷물의 밀도 (= 1025 [Kg/m³])

$$Q = \text{유량} = \pi r^2 \times \text{프로펠러피치} \times \text{프로펠러회전수} \\ = \pi(1.66/2)^2 \times 1.36 \times 7.585 = 22.314 \text{ [m}^3/\text{sec]}$$

$$r = 0.83 \text{ [m]} = \text{프로펠러의 반경}$$

$$U = 1.2 \text{ [m/sec]} = \text{지지목에서의 유속}$$

(4) 하중의 분산

2744.622 [N]의 하중은 지지목과 그물 고정용 앵커에 작용하므로 실제 지지목에는 이의 1/2인 1372.311 [N]이 작용한다.

(5) 그물의 영향

양식장 그물의 그물코 면적에 따른 물의 흐름은 단위 면적당 약 34% 정도가 차단된다. 또한 그물이 이중으로 설치되어 있으며 여기에 해초가 붙어 있음을 감안하면 물의 흐름은 최소 50% 이상이 차단될 것이므로, 지지목에 걸리는 하중은 1372.311 [N]의 1/2인 686.156 [N]으로 계산할 수 있다.

(6) 계산결과

위의 제반사항을 고려한 길이 6m의 지지목에 686.156 [N]의 하중이 지지목에 분포하중으로 작용할 때의 최대 굽힘 모멘트와 최대 굽힘 응력은 다음과 같다.

1) 최대 굽힘 모멘트, $(M_B)_{\max}$,

$$= \frac{(686.156/9.81) \times 6}{8} = 52.458 \text{ [Kgf-m]}$$

2) 최대 굽힘응력, $(\sigma_B)_{\max}$,

$$\frac{(M_B)_{\max} C}{I} = \frac{52.458 \times (0.08/2)}{0.08 \times 0.08^3 / 12} = 6.147 \times 10^5 \text{ [Kgf/m}^2\text{]}$$

(7) 결과의 비교

1) 지지목의 파손 모멘트 및 응력;

① 최대 굽힘모멘트 = 102.507 [kgf-m]

② 최대 굽힘응력 = 1.201x10⁶ [Kgf/m²]

2) 지지목의 실제 모멘트 및 응력;

① 최대 굽힘모멘트 = 52.458 [kgf-m]

② 최대 굽힘응력 = 6.147x10⁵ [Kgf/m²]

7. 결론

(1) 유동해석 결과 프로펠러 주위에서의 유속을 최대 15 m/sec로 가정하였을 때 가두리 양식장에서의 유속을 수면, 깊이 0.5m, 깊이 1.0m, 깊이 1.5m에서 0.7267~1.453 m/sec (Fig. 2~Fig. 5 참조)이었으며, 좀 더 정확한 값을 얻기 위해 A-B단면 (선박으로부터 양식장 사이의 깊이방향 단면)에서의 유속 분포를 계산해 본 결과 양식장에서의 유속은 1.005 m/sec인 것으로 계산되었다 (Fig. 6 ~ Fig. 8 참조).

(2) 계측결과 양식장의 깊이가 3m 이므로 양식장의 깊이의 중앙부분 1.5m 깊이의 지점에서 선박이 사고당시의 기관 회전수로 작동되고 있을 때 유속을 측정하였으며, 최대유속은 1.2 m/sec로 측정되었다.

(3) 강도계산 결과, 지지목에서의 최대굽힘모멘트 및 최대굽힘응력값이 각각 52.428 [kgf-m] 및 6.147x10⁵ [Kgf/m²] 으로 파손시의 최대굽힘모멘트 및 최대굽힘응력값인 102.507 [kgf-m] 및 1.201x10⁶ [Kgf/m²] 보다 작은 값이 산출되었다.

참고문헌

- 박철휘 등(2000), "정력학", 문운당, 서울.
신병록 등(1991), "전산유체역학", 대영사, 서울.
이재신 (1981), "선체구조역학", 한국해사문제연구소, 서울.
이택식 (1986), "유체역학", 동명사, 제 6판, 서울.
Harvald, Sv. Aa. (1983), "Resistance and Propulsion of Ships", John Wiley & Sons, New York.
Newman, J. N. (1980). "Marine Hydrodynamics", 3rd printing, The MIT Press, Massachusetts and London.
Paterson, A. R.(1985), "Fluid Dynamics", 4th Printing, Cambridge University Press, Cambridge.
STAR-CD(1999), "Methodology v3.100", CD-adapco Korea, 서울.
STAR-CD(1999), "User Guide", CD-adapco Korea, 서울.