

부가수 질량을 고려한 외팔판의 고유진동 해석

장현길¹·노인식^{1,†}·홍창호²·이창섭¹
충남대학교 선박해양공학과¹
충남대학교 항공우주공학과²

Natural Frequency Analysis of Cantilever Plates with Added Mass

Hyun-Gil Jang¹·In Sik Nho^{1,†}·Chang-Ho Hong²·Chang-Sup Lee¹
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chungnam National University¹
Department of Aerospace Engineering, Chungnam National University²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The high-skewed and/or composite propellers of current interests to reduce the ship vibration and to increase the acoustic performance are likely to be exposed to the unexpected structural problems. One typical example is that the added mass effect on the propellers working in the non-uniform wake field reduces the natural frequency of the propeller leading to the resonance with the low-frequency excitation of the external forces. To avoid this resonance problem during the design stage, the technique of fluid-structure interaction has been developed, but the higher-order effect of the blade geometry deformation is not yet considered in evaluating the added mass effects. In this paper the fluid boundary-value problem is formulated by the potential-based panel method in the inviscid fluid region with the velocity inflow due to the body deformation, and the structural response of the solid body under the hydrodynamic loading is solved by applying the finite element method which implements the 20-node iso-parametric element model. The fluid-structure problem is solved iteratively. A basic fluid-structure interaction study is performed with the simple rectangular plates of thin thickness with various planform submerged in the water of infinite extent. The computations show good correlation with the experimental results of Linholm, et al. (1965).

Keywords : Natural frequency(고유진동수), Added mass(부가수 질량), Fluid-structure interaction(유체-구조 연성), Panel method(패널법), Finite element method(유한요소법)

1. 서론

선체 기진력 및 수중 방사소음의 주요 원인중 하나는 프로펠러이다. 프로펠러 유기 기진력은 불균일한 선미 반류장에서 작동하는 프로펠러가 회전하는 동안 유입되는 유동이 속도 변화를 겪음으로써 발생되며, 캐비테이션의 발생과 소멸도 그 원인 중 하나이다. 최근 저진동, 저소음 선박에 대한 요구가 증가함에 따라 프로펠러가 고스큐를 갖도록 설계되는 추세에 있으며, 고감쇠 재료인 복합재료 프로펠러에 대한 연구도 수행되고 있다.

고스큐 프로펠러 및 복합재료 프로펠러는 구조가 복잡하고 날개의 강성이 저하되고 진동이 심해지는 경향이 있다 (Fujimoto & Soh, 1982 cited in Nho, et al., 2004). 또한 약화된 강성에 의해 프로펠러의 변형량이 증가되어 추진 성능이 변화하는 문제점이 발생되며, 이와 더불어 프로펠러의 고유진동수가 감소함에 따라 프로펠러에 작용하는 외력의 저차 조화성분과 공진될 가능성이 커지게 된다 (Nho, et al., 2004).

이와 같은 문제점들을 설계단계에서 수치해석을 통해 분석하기 위해 프로펠러 날개의 전용 구조강도 해석 프로그램 (Nho, et al., 2004)이 개발된 바 있다. 그러나, 기존에 개발되어 있는 프로펠러 구조해석 프로그램은 양력면 이론에 의해 계산된 동적 하중이 전체 시스템의 운동 방정식에 외력항으로 적용되고, 진동하는 날개의 변형에 기인한 부가수 질량 효과는 고려하지 못하고 있다. 또한 접수진동해석이 가능한 대표적인 상용프로그램인 NASTRAN의 경우 회전하는 프로펠러에 대한 해석을 수행하지 못하고 있다.

따라서 기존의 프로펠러 구조해석 기법의 정도를 향상시키기 위하여 유체력에 기인한 부가수 질량을 고려하는 연구를 수행하고 있다. 그 방법으로 본 논문에서는 패널법에 의한 유체력 해석을 수행하고 부가수 질량을 도출한 후 유한요소법에 의한 구조해석과 결합하여 부가수 질량을 고려하는 방법을 제시하였다. 기법을 검증하기 위하여 우선 외팔판(Cantilever plates)에 대한 수치해석 코드를 개발하여 수중에서 실시된 실험결과 (Lindholm, et al., 1965)와 비교하였다.

2. 문제의 정식화 및 수치해석 기법

수중에서 진동하고 있는 날개의 고유진동 문제(Eigenvalue problem)를 해석하기 위하여 구조해석과 유체역학적 해석의 반복법을 사용하여 해를 구하고자 한다. 유체력에 의한 부가수 질량 효과는 물수체의 접수부 형상과 고유 진동형에 따라 변하게 된다. 따라서 진공중에서의 고유진동형을 유한요소법에 의하여 구하고 이를 사용해 유체역학적 해석을 패널법을 통해 수행하여 수중에서의 부가수 질량을 구한다. 유체력 해석을 통해 구해진 부가수 질량효과를 구조물과 같이 고려하면 수중에서의 고유진동수를 구할 수 있다. 그 과정을 Fig. 1에 도식으로 표현하였다.

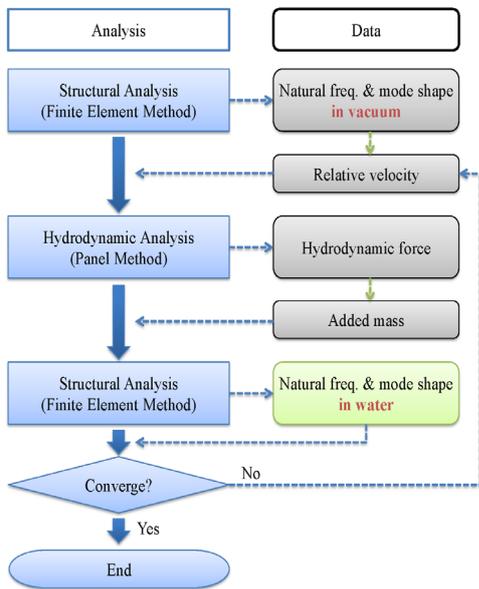


Fig. 1 Analysis process and data flow

2.1 운동 방정식

구조해석 분야에서 광범위하게 활용되고 있는 유한요소법(FEM)을 사용하여 프로펠러 날개의 고유진동 문제를 해석한다. 복잡한 형상을 가진 프로펠러를 모델링 하기 위하여 20 절점 육면체 isoparametric 요소(HEXS20)를 사용한다. 변형도-변위, 응력-변형도 관계식 및 요소의 이산화 등의 일반적인 유한요소 정식화 과정을 수행하면 유체력에 의한 강제 주기하중을 동반하는 구조체의 운동방정식은 감쇠를 고려하지 않을 경우 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{d} + Kd = \sum_{i=1}^{N_H} F_i e^{i\omega t} \quad (1)$$

여기서, M 은 질량행렬, K 는 강성행렬, F_i 는 기진력 행렬, d 는 응답변위, N_H 는 사용된 조화진동수의 개수를 나타낸다.

식 (1)의 해를 구하기 위한 방법은 직접적분법과 고유진동형

중첩법이 있는데, 외부의 기진력을 주기하중으로 나타낼 수 있는 경우에는 고유진동형 중첩법이 선호되고 있으므로 이를 사용하기로 한다. 본 논문의 연구범위에 따라 구조체의 실제 응답을 구하는 부분은 생략하기로 한다. 따라서, 식 (1)에서 기진력을 제외하고 자유진동을 가정하여 고유진동형을 구한다.

2.2 유체역학적 해석

프로펠러 주위의 비정상 유동해석은 양력면 이론에 의한 집중 보오텍스 분포법 (Kerwin & Lee, 1978)과 포텐셜 기저 패널법 (Hsin, 1990; Kim, et al, 1993; Kim, 1995)이 좋은 결과를 보여주고 있으며 프로펠러 설계 현장에서 널리 사용되고 있다. 비정상 성능 추정에서 집중 보오텍스 분포법의 정확도와 신뢰성이 훌륭함은 잘 알려져 있다. 그러나 구조해석 프로그램과의 연계성을 고려할 때 프로펠러의 형상을 더욱 정확히 표현할 수 있는 패널법이 더욱 유리하다고 볼 수 있다. 보오텍스 분포법의 경우에는 James (1972)의 이산화 방법에 의해 수치해석적으로는 엄밀하지만 실제 형상에서 외곽의 일부를 포함하지 않게 된다. 패널법에서는 제외하는 부분 없이 모든 형상을 포함하여 이산화한다. 따라서 본 연구에서는 유체역학적 해석에 패널법을 사용하여 포텐셜 유동의 경계치 문제를 진동수 영역에서 해석하도록 하였다.

날개 주위의 유동을 이상유동으로 가정하면, 섭동 포텐셜을 ϕ 로 표현할 수 있다. 날개 표면에 다이폴과 쌍소스를 분포하고 포텐셜 정식화를 하면 다음과 같은 제2종의 Fredholm 적분 방정식이 얻어진다.

$$\frac{\phi}{2} = \iint_S (-\phi) \frac{\partial G}{\partial n} dS + \iint_S G \frac{\partial \phi}{\partial n} dS \quad (2)$$

여기서, \hat{n} 은 표면에서의 단위 법선 벡터이며 G 는 식 (3)과 같이 정의되는 Green 함수이다.

$$G = -\frac{1}{4\pi r} \quad (3)$$

진동하는 날개 위의 유체의 유동은 저주파수 대역의 유동과 고주파수의 날개 운동의 선형 중첩으로 표현할 수 있다. 고주파수 운동에서 날개의 변위는 날개 표면 법선 벡터 방향으로 가정하였다. 날개의 변위 d 로부터 표면의 속도를 \dot{d} 로 표현하면 날개 로의 전체유입속도는 저주파수의 유입속도 \vec{u} 와 함께 날개의 진동에 의한 상대 유입속도 $-\hat{n}\dot{d}$ 를 합하여 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\vec{U} = \vec{u} - \hat{n}\dot{d} \quad (4)$$

이때, 저주파수 상대유동이 없는 경우($\vec{u} = \vec{0}$)로 가정하면 날개 표면에서의 경계조건은 식 (5)와 같다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = \hat{n} \dot{d} \quad (5)$$

구조해석으로부터 구한 날개의 고유진동수(ω)와 고유벡터(\bar{d})을 이용해 속도와 가속도를 표현하면 다음과 같다.

$$d = \bar{d} \cos \omega t \quad (6)$$

$$\dot{d} = -\omega \bar{d} \sin \omega t \quad (7)$$

$$\ddot{d} = -\omega^2 \bar{d} \cos \omega t \quad (8)$$

식 (7)을 식 (5)에 대입하고 날개 표면의 법선벡터 방향이 진동방향과 같음을 이용하여 날개 표면에서의 경계조건을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = -\omega \bar{d} \sin \omega t \quad (9)$$

식 (9)에 따라 날개 표면의 속도 \dot{d} 를 알면 날개표면에서의 $\partial \phi / \partial n$ 을 알 수 있으므로, 식 (2)에 대입하여 해석하면 날개 표면에서의 속도 포텐셜 ϕ 를 계산할 수 있다. 속도 포텐셜이 구해지면 날개 표면에서의 압력 p 는 다음에 의해 계산할 수 있다.

$$p = -\rho_f \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (10)$$

이때 속도 포텐셜을 식 (11)로 정의하면 식 (10)은 식 (12)로 다시 표현할 수 있다.

$$\phi = \omega \bar{\phi} \sin \omega t \quad (11)$$

$$p = -\rho_f \omega^2 \bar{\phi} \cos \omega t \quad (12)$$

2.3 고유진동수의 계산

날개의 진동에 의해 발생된 날개 주위의 압력은 식 (13)과 같이 날개에 외력으로 작용하게 되는데 외력을 식 (14)와 같이 부가수 질량의 형태로 표현하면 해당 항은 식 (15)와 같이 표현된다.

$$M\ddot{d} + Kd = \int p(-\hat{n})dA \quad (13)$$

$$(M + m)\ddot{d} + Kd = 0 \quad (14)$$

$$m\ddot{d} = \int p(\hat{n})dA \quad (15)$$

식 (15)를 식 (16)과 같이 정리하면 식 (12)에서 구한 압력을 이용해 수중에서 진동하는 날개의 부가수 질량을 구할 수 있다. 여기서 부가수 질량은 날개의 고유진동수와는 무관하고 고유진동수에 의해서만 결정된다는 것을 알 수 있다.

$$m = \int \rho_f \frac{\bar{\phi}}{d} dA \quad (16)$$

3. 수치계산 및 고찰

본 방법의 타당성을 검증하기 위한 비교 자료는 외팔판에 대하여 수중에서 수행한 실험 결과가 수록된 논문 (Lindholm, et al., 1965)을 사용하였다. 해당 논문과 동일한 조건을 설정하여 수치계산을 수행하고 3차 모드까지의 내용을 다음 Table 2에 정리하였다.

Lindholm의 실험에 사용된 외팔판의 치수는 폭(b)이 203.2mm로 고정되고 각 case에서 a/b가 종횡비(aspect ratio), h/b가 두께비로 정의된다. 재료상수는 steel로만 소개되고 정확한 값이 기재되어 있지 않아 다음과 같이 정하여 수치해석에 사용하였다.

Table 1 Material properties of Cantilever plates

Young's modulus	200 GPa
Density	7850 kg/m ³
Poison ratio	0.3

Table 2에 보인 Lindholm의 결과 중 진공중 상태(Vacuum)의 고유진동수는 스트립법을 이용하여 수치적으로 구한 값이고, 수중(Water)의 고유진동수는 수중에서의 실험값이다. 진공중에서의 스트립법과 유한요소법에 의한 값의 차이가 있지만 그 차이가 매우 적고 유한요소법이 좀 더 고도의 방법이므로 유한요소법의 의한 값을 엄밀해로 간주하며 비교하는 것이 옳다고 판단된다.

3.1 고유진동형 형상

Fig. 2는 3가지 고유진동형의 형상을 보여준다. mode 1은 단순 굽힘 모드이고, mode 2는 1개의 노드선이 있는 굽힘 모드, mode 3는 1개의 노드선(변위가 0인 점의 궤적)이 종방향으로 나타나는 비틀 모드이다. 요소수는 20(종)x10(횡)으로 200개를 사용하였다.

Table 2 Comparison of computed natural frequencies with Lindholm's for cantilever plates (Hz)

Mode			1				2				3			
Case			Lindholm		Present		Lindholm		Present		Lindholm		Present	
No.	a/b	h/b	Vacuum	Water	Vacuum	Water	Vacuum	Water	Vacuum	Water	Vacuum	Water	Vacuum	Water
1	5	0.1240	20.90	14.60	20.22	14.96	130.0	96.00	126.3	94.78	210.0	166.0	192.7	164.1
2	2	0.0611	65.70	40.30	63.09	42.15	409.0	257.0	391.9	271.0	283.0	209.0	266.5	206.1
3	3	0.0611	29.10	17.80	27.88	17.97	181.0	116.0	174.1	115.3	181.0	133.0	169.1	129.6
4	5	0.0611	10.40	6.30	9.98	6.21	65.20	40.10	62.56	39.58	105.0	77.30	97.75	74.39
5	1	0.0238	99.50	51.40	99.33	54.65	610.0	355.0	607.7	361.4	243.0	154.0	242.0	154.7
6	2	0.0238	24.70	12.10	24.62	12.18	154.0	80.00	153.6	79.85	106.0	67.50	105.4	64.24
7	3	0.0238	10.90	5.10	10.89	5.12	68.20	33.30	68.18	33.34	68.10	41.60	66.92	40.21
8	5	0.0238	3.93	1.78	3.90	1.75	24.50	11.50	24.44	11.21	39.50	24.20	38.64	22.97
9	1	0.0131	55.60	23.30	54.72	24.11	341.0	158.0	335.7	162.4	136.0	68.70	133.7	70.07
10	2	0.0131	13.80	5.10	13.58	5.28	85.90	34.40	84.83	34.97	59.30	29.80	58.25	28.80
11	3	0.0131	6.11	2.30	5.99	2.20	38.10	15.40	37.49	14.38	38.00	20.60	36.86	17.87
12	1	0.0090	39.70	14.60	37.61	14.17	243.0	102.0	231.0	96.30	97.10	44.20	91.96	41.69
13	2	0.0090	9.86	3.12	9.32	3.07	61.40	21.10	58.23	20.42	42.40	18.80	39.99	16.99

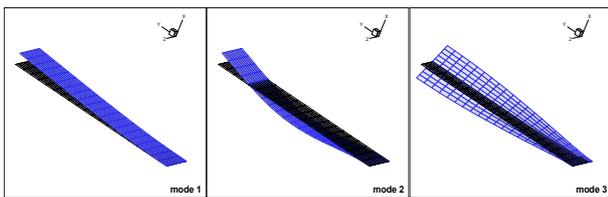


Fig. 2 Three different mode shapes

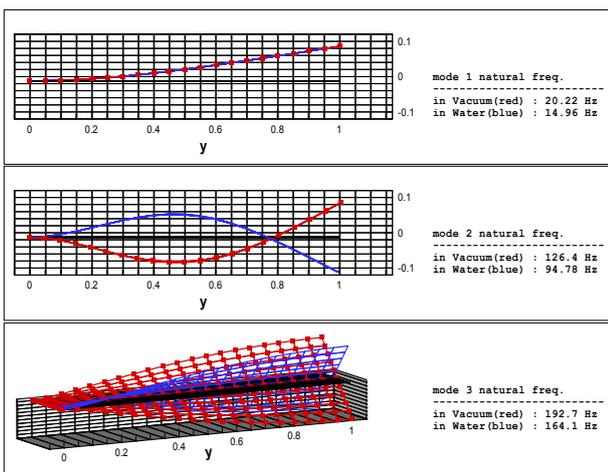


Fig. 3 Comparison of mode shape in vacuum and water

진공중에서의 해석된 고유진동형 형상을 이용하여 수중에서의 유탄성 해석을 수행하는 반복법에 의해 진공중과 수중에서의 고유진동수를 차례로 구하므로, 진공중에서의와 수중에서의 고유진동형의 형상이 어떻게 변화하는가를 파악하는 것이 매우 중요하다.

Fig. 3은 진공중 및 수중에서 계산된 고유진동형 형상을 보여주고 있다. Fig. 3(top)은 mode 1의 고유진동형 형상으로 z-방향(폭 방향)으로의 진폭의 변화가 무시할 수 있을만큼 적어서 z=0에서의 형상만을 보여준다. Fig. 3(mid)은 mode 2의 형상으로 Fig. 3(top)에서와 마찬가지로 z-방향(폭 방향) 변위의 변화가 무시할 수 있을 만큼 적어서 z=0선을 따라서 변위가 1절 굽힘 형상을 갖는 것만을 보인 것이다. Fig. 3(bottom)은 mode 3의 형상으로 비틀 모드이며 진공중과 수중에서의 거의 같은 형상이면서 부호가 다르게 나타나는 것을 보인다. 고유진동형은 형상만이 의미를 갖고 변위의 크기는 무의미하므로 두 그림을 겹쳐지도록 최대값을 무차원하면 거의 겹치게 되는 것을 알 수 있다. 여기서는 비교가 가능하도록 다른 부호를 갖는 상태로 비교하여 보인다.

비교적 저차의 경우인 본 예제에서는 고유진동형이 진공중에서와 수중에서 서로 거의 일치하고 식 (16)에 의하여 고유진동형 형상이 동일하면 유체력 해석에서의 부기질량이 동일하므로 반복계산은 1회 만에 수렴하게 된다.

3.2 고유진동형에 기인한 압력

고유진동형은 변위에 대한 상대 유속으로 변환될 수 있다. 이때 변위가 작다고 가정하면 상대 유속은 평판면의 수직방향 성분만 존재한다고 간주할 수 있다. 이러한 가정 하에 패널법에 의한 유체역학적 해석을 수행하면 Fig. 4와 같은 각 고유진동형에 따라 압력 분포를 구할 수 있다. 또한 평판의 두께를 표현하는 측면 요소에서는 접선방향 속도 성분만 존재하므로 고유진동에 기인한 압력이 작용하지 않게 된다.

본 논문에 사용된 포텐셜 기반 패널법에서는 외팔판의 모서리와 같은 형상 주위의 유동을 수치적으로 계산하기 힘든 문제점이 있다. 본 예제 계산에서는 Table 2에서와 같이 실험 결과와 거의 유사한 결과를 보여 주고 있기 때문에 문제의 영역에 의한 영향이 적었을 것으로 예상된다. 향후 본 방법을 프로펠러 진동해석에 적용할 경우에는 날개 앞날 부분은 날개의 두께가 충분하고 둥근 모양을 갖게 되므로 모서리 유동이 존재하지 않는다. 또한 날개 뒷날에서는 Kutta조건의 적용으로 유동이 날개 뒷날을 매끈하게 빠져나가도록 할 수 있으며 이로써 프로펠러의 경우에는 외팔판의 모서리와 같은 이상 유동 거동이 줄어들도록 제어할 수 있을 것으로 예상된다.

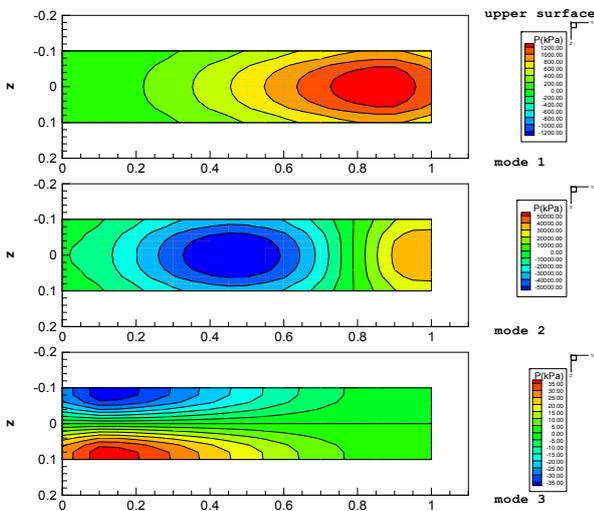


Fig. 4 Pressure distributions for natural vibration mode

3.3 진공중 및 수중에서의 고유진동수

Fig. 5 ~ Fig. 7에서는 수중에서 진동하는 외팔판의 고유진동수를 Lindholm의 실험 결과와 본 논문의 방법을 사용한 수치해석 결과를 비교하여 도시하였다. 실험값과 수치해석 결과가 잘 일치하고 있으므로 본 논문에서 제시한 유한요소법과 패널법을 결합한 방법이 정도 있는 고유진동해석을 수행하였다고 할 수 있다.

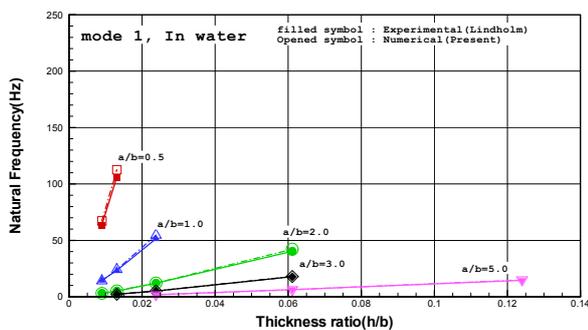


Fig. 5 Comparisons of experimental and numerical result (mode 1)

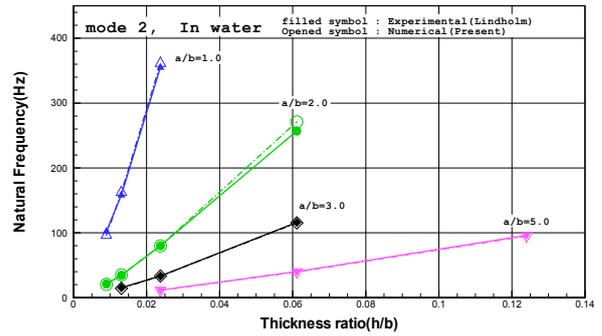


Fig. 6 Comparisons of experimental and numerical result (mode 2)

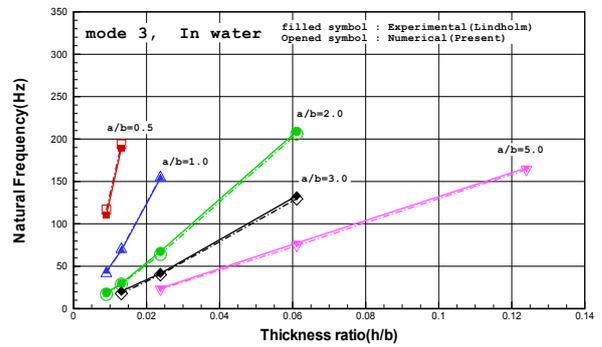


Fig. 7 Comparisons of experimental and numerical result (mode 3)

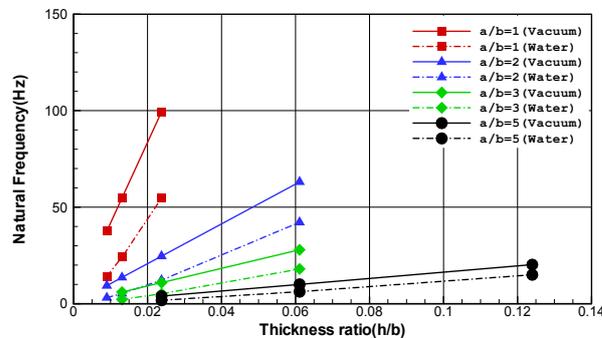
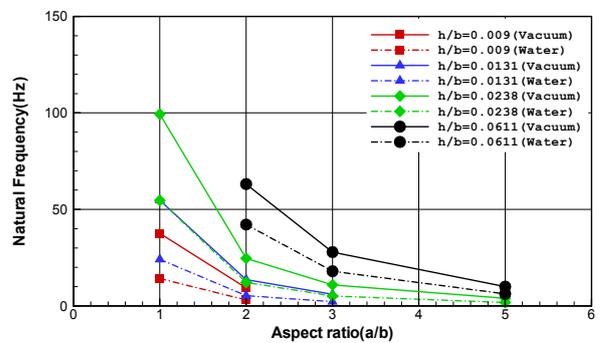


Fig. 8 Comparisons of experimental and numerical result (mode 1)

Fig. 8 ~ Fig. 10에서는 계산 조건을 달리한 판의 두께 및 길이별 계산 결과를 종합하여 도시하였다. 실선은 진공중 상태, 쇠

선은 수중상태를 나타낸다. 고유진동수는 판의 종횡비(a/b)와 반 비례, 두께비(h/b)와 비례하고 길이비가 짧아질수록 두께비의 증가에 따라 고유진동수가 더욱 급격히 증가한다는 것을 확인할 수 있다.

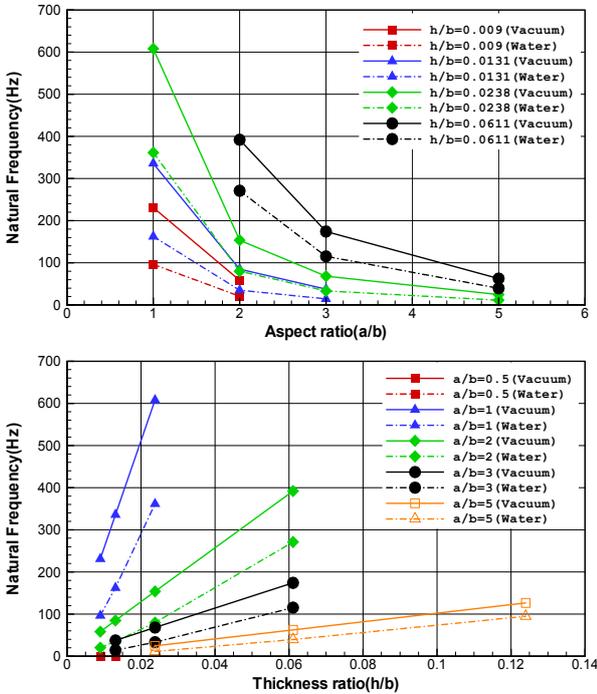


Fig. 9 Comparisons of experimental and numerical result (mode 2)

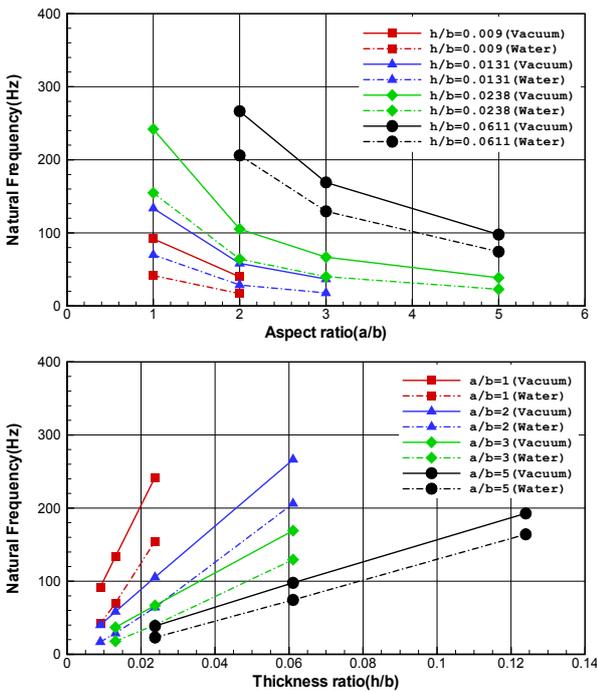


Fig. 10 Comparisons of experimental and numerical result (mode 3)

Fig. 11은 mode 1의 경우 수중 조건에 따른 고유진동수의 감소율(ω_w/ω_v)을 도시한 것이다. 두께비가 동일하면 길이비가 변하더라도 어느 정도 일정한 범위를 벗어나지 않고 있는 반면 길이비가 동일할 경우는 두께비가 증가함에 따라 고유진동수의 감소율이 확연히 증가하고 있다. 여기서 수중에서 진동하는 외팔 판의 부가수 질량 효과는 길이비 보다 두께비에 기인한 영향이 더 지배적임을 확인할 수 있다.

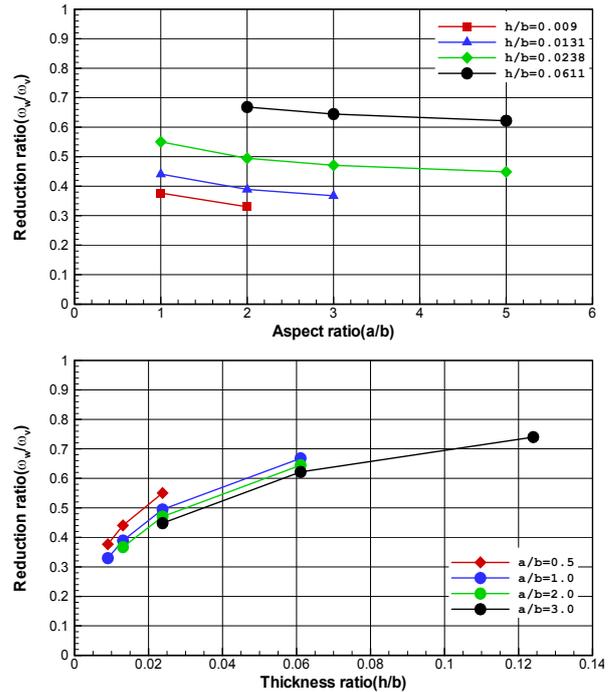


Fig. 11 Natural frequency reduction ratio

3.4 NASTRAN 수치해석 결과와의 비교

Table 1의 No. 1모델을 대상으로 NASTRAN 해석결과와 비교를 수행하였다. NASTRAN에서의 요소 개수는 200, 400, 800 개로 변화시켜 가면서 해석을 수행하였다. NASTRAN해석시 조건은 Table 3과 같이 설정하였다. 본 논문에서는 HEXS20요소를 사용하였으나 NASTRAN은 HEXS20요소에 접수효과를 고려할 수 없으므로 쉘을 모델링 할 수 있는 QUAD4요소를 사용하고 접수효과를 고려하였다.

Table 4 및 Fig. 12에 각 해석 방법에 의한 결과를 보였다. 진공중에서 Lindholm의 결과는 본 연구의 방법 및 NASTRAN에 의한 결과와 서로 차이를 보이는데 특히 mode 3은 8% 이상의 차이를 보이고 있다. 그러나 수중 실험과의 비교에서는 약 1%의 상대적으로 작은 차이만을 보이고 있다. 따라서 Lindholm의 스트립법이 mode 3의 비틀 모드를 모델링 하는데 한계가 있는 것으로 예상된다. 실험값과 본 논문에 의한 방법 및 NASTRAN의 결과는 0.1~3.9%의 비교적 작은 오차 범위 안에서 일치하므로 본 논문의 방법의 타당성을 확인했다고 할 수 있다.

Table 3 Material property and principal dimension

Young's modulus	200 GPa
Density	7850 kg/m ³
Poisson ratio	0.3
Reference width	203.2 mm
Aspect ratio(a/b)	5
Thickness ratio(h/b)	0.1240

Table 4 Comparison of natural frequency (Hz)

Vacuum					
Method	Plate theory	Present	NASTRAN		
No. of element	-	200	200	400	800
mode 1	20.90	20.22	20.09	20.11	20.11
mode 2	130.0	126.3	125.19	125.55	125.57
mode 3	210.0	192.7	188.63	191.26	191.92
Water					
Method	Experiment	Present	NASTRAN		
No. of element	-	200	200	400	800
mode 1	14.60	14.96	15.09	15.17	15.29
mode 2	96.00	94.78	95.46	95.82	96.49
mode 3	166.0	164.1	162.22	164.64	166.2

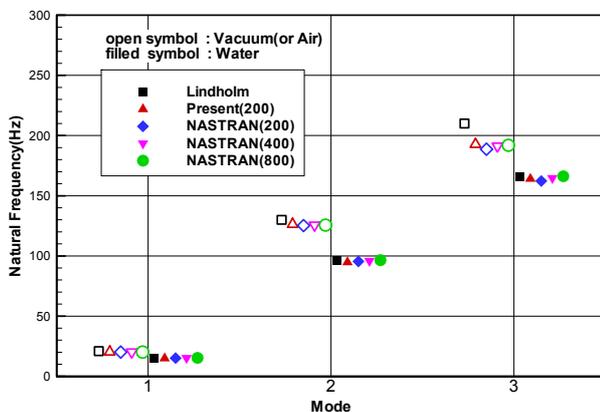


Fig. 12 Comparison of natural frequency

4. 결론

본 연구에서 제시한 구조해석과 유체력 해석을 결합한 방법을 사용해 수중에서 진동하는 외팔판에 대한 고유진동 해석을 수행하였다. 부가수 질량 효과에 의해 감소된 고유진동수는 인용된 실험 결과와 잘 일치함을 확인하였다. 부가수 질량은 날개의 고유진동수와는 무관하고 고유진동형에 의해서만 결정되는데 수중과 진공중에서 구한 고유진동형이 거의 일치하였으므로 한 번의 반복 계산만으로 수중에서의 고유진동수가 계산됨을 알 수 있었다.

향후 본 연구에서 제시된 기법을 확장하여 선박용 프로펠러에 적용시킴으로써 회전하는 프로펠러 날개의 진동응답에 대한 연구를 수행할 예정이며, 이 연구를 통하여 유체-구조 연성해석 기법에 의한 프로펠러 구조진동 해석의 정확도를 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 수중운동체특화연구센터의 '탄성변형을 고려한 복합재 추진기 설계기법 연구(SM-42)', 그리고 '지식경제부 산업원천기술개발사업, 10033668, 추진기 및 방항타 최적설계 시스템 기술'의 지원으로 수행된 연구결과의 일부입니다.

참 고 문 헌

Hsin, C.Y., 1990. *Development and analysis of panel methods for propellers in unsteady flow*. Ph.D. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology.

James, R.M., 1972. On the Remarkable Accuracy of the Vortex Lattice Method. *Computer Methods in Applied Mechanics*, 1(1), pp.59-79.

Kerwin, J.E. & Lee, C.S., 1978. Prediction of steady and unsteady marine propeller performance by numerical lifting surface theory. *Transactions of The Society of Naval Architects and Marine Engineers*, 86, pp.218-253.

Kim, Y.G. Lee, J.T. Lee, C.S. & Suh, J.C., 1993. Prediction of Steady Performance of a Propeller by Using a Potential-Based Panel Method. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 30(1), pp.73-86.

Kim, Y.G., 1995. *Prediction of unsteady performance of marine propellers with cavitation using surface panel method*. Ph.D. Daejeon: Chungnam National University.

Lindholm, U.S. Kana, D.D. Chu, W.H. & Abramson, H.N., 1965. Elastic Vibration Characteristics of Cantilever Plates in Water. *Journal of Ship Research*, 9(1), pp.11-36.

Nho, I.S. Lee, J.Y. Lee, H.Y. & Lee, C.S., 2004. A Dynamic Structural Analysis System for Propeller Blades. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 41(2), pp.114-120.

