

하이 스쿠드 프로펠러의 피로강도에 관한 연구

김중호† · 강낙훈*

(원고접수일 : 2004년 7월 12일, 심사완료일 : 2004년 9월 2일)

A Study on the Fatigue Strength of Highly Skewed Propeller

Jong-Ho Kim† · Nak-Hwoun Kang*

Abstract : Recently there has been a remarkable increase in the number of high speed and large ships, and the high power involved for propulsion of above ships has brought high pitch ratio and highly skewed propeller. The recent tendency toward highly skewed propeller has increased the load on propeller blades, and the fatigue strength of propeller blades has become the critical point in design of propellers for ships.

In this paper the effect of stress ratio and skew angle on the fatigue strength of highly skewed propeller, the statistical inference on the total revolutions of highly skewed propeller for 20 years under normal sea going state, and so on have been discussed.

On the basis of above discussions, the highly skewed propeller blade thicknesses by the rules of classification society and the standards of manufacturer in country were compared and reviewed.

Key words : Highly skewed propeller(하이 스쿠드 프로펠러), Fatigue strength(피로강도), Stress ratio(응력비), Probability of failure(파손확률), Cumulative damage factor(누적손상계수)

1. 서 론

오늘날 컨테이너선, 자동차운반선과 같은 대형 고속선박의 프로펠러는 그 사용 목적상 0.99~1.12 정도의 높은 피치비를 가지고 있으며, 또한 피치비의 증대에 따라 발생하는 프로펠러의 캐비테이션 및 기진력에 의한 선체진동을 해결하기 위하여 25°이상의 스쿠각을 가진 하이 스쿠드

(highly skewed) 프로펠러를 채택하고 있다 [1]-[3].

하이 스쿠드 프로펠러가 출현하기 전까지 선박용 프로펠러(이하 "기존 프로펠러"라 한다)의 설계는 사용 재료의 인장강도에 적절한 안전계수를 고려하여 산출한 허용응력을 기준으로 프로펠러의 강도를 계산하는 수준이었고 스쿠각의 변화, 피로강도 등은 그다지 중요하게 취급하지 않았다.

† 책임저자(한국해양대학교 기관시스템공학부), E-mail : kjh@mail.hhu.ac.kr, T : 051)410-4251

* SH공사 집단에너지사업단

선박의 감항성에 관련된 업무를 수행하는 선급도 그 규칙⁽⁴⁾에서 49 MPa을 기준 허용응력으로 두고 프로펠러 재료의 인장강도, 프로펠러의 직경, 선박의 속력 등에 따라 적절한 계수를 적용하여 그 소요 두께를 규정하고 있다.

그러나 지난 몇 년간 높은 피치비를 가진 하이 스쿠드 프로펠러의 손상사고는 적지 않게 보고⁽⁵⁾되고 있으며 이러한 사고의 근본적인 원인은 스쿠드 각 증가에 따른 프로펠러 블레이드의 응력분포의 변화를 설계단계에서 충분히 고려하지 않은 데에 있었다.

즉 기존 프로펠러는 블레이드 두께가 가장 두꺼운 루트 또는 반지름 위치 $0.25R$ 에 상당하는 위치에서 최대 응력이 발생하지만, 하이 스쿠드 프로펠러의 경우 최대응력의 발생점은 상대적으로 두께가 작아지는 $0.5R \sim 0.6R$ 로 이동하게 됨에 따라 두께의 감소로 인한 상대적인 최대응력의 증가분은 더욱 커지게 되었다.

따라서 오늘날 하이 스쿠드 프로펠러에 대한 설계단계에서는 최대응력 발생점의 이동과 최대응력의 증가분 등을 고려한 프로펠러 블레이드 두께의 증가, 고강도 재료의 개발, 피로강도의 개선 등에 대한 검토가 요구되고 있다.

국내외의 선급도 그 규칙의 개정^{(6),(7)}을 통하여 스쿠드가 25° 를 넘고 60° 이하인 경우에는 $0.25R$ 및 $0.6R$ 에 있어서 블레이드의 두께는 일정한 값 이상으로 증가시키도록 규정하고 있다. 또 스쿠드가 60° 를 넘는 경우에는 제조자 또는 설계자가 제출한 프로펠러 강도에 관한 상세계산서를 첨부하여 블레이드 두께의 증가분을 결정하고 있다.

본 연구에서는 하이 스쿠드 프로펠러의 예상 설계수명 동안의 회전수, 평균응력, 스쿠드 등이 프로펠러의 피로균열 발생수명에 미치는 영향을 검토하여 그 결과를 하이 스쿠드 프로펠러의 설계 및 손상방지 대책에 반영하고자 한다.

이를 위하여 본 연구에서는 먼저 하이 스쿠드 프로펠러를 장착한 26척의 선박을 대상으로 운항 중 프로펠러 회전수를 조사하고 그 결과의 통계적 처리를 통하여 하이 스쿠드 프로펠러의 예상 설계수명(통상 20년을 기준으로 함) 동안의 회전수를

추정하였다.

다음으로 하이 스쿠드 프로펠러의 재료로 널리 사용되는 알루미늄 청동주물 제 3종 재료의 피로강도에 대한 다른 연구 결과를 수집하고 이를 분석한 후 파손확률 90%의 피로강도식을 제안하였다.

끝으로 본 연구에서 제안한 파손확률 90%의 피로강도식을 기준으로 하이 스쿠드 프로펠러의 소요 두께를 검토하고 그 결과를 일본해사협회의 기준 및 프로펠러 제작자의 기준 등과 비교하여 고찰하였다.

2. 하이 스쿠드 프로펠러에 부가되는 변동하중의 반복 사이클 수에 대한 고찰

하이 스쿠드 프로펠러의 설계단계에서 피로균열의 발생수명을 예측하는 것은 설계수명의 확보, 생산공정의 경제성 확보, 정기적인 검사 또는 점검 주기의 결정 등의 측면에서 중요하다.

이를 위하여 일반적으로 설계단계에서 2가지의 기법을 적용할 수 있다.

그 첫 번째 기법은 하이 스쿠드 프로펠러의 예상 설계수명 동안 누적되는 손상을 선형적으로 합산하여 선형누적손상계수(linear cumulative damage factor)를 계산하고 이 값에 일정한 안전율을 고려하는 것이고 두 번째 기법은 내구선도(endurance curve)를 이용하는 것이다.

상기 2가지 기법 중에서 선형누적손상계수를 사용하는 기법은 하중의 부가 순서, 각종 변동하중의 영향 등을 고려하여 피로균열의 발생수명을 평가할 수 있는 가장 합리적인 기법으로 평가되고 있다.

그러나 예상 설계수명동안 부가되는 각종 변동하중을 고려한 응력스펙트럼을 정확하게 구해야만 사용할 수 있는 단점이 있다.

실제 하이 스쿠드 프로펠러에 부가되는 하중은 선박의 항행구역, 운항 형태, 입출항에 따른 전후진, 해상상태 등의 영향을 받게 되므로 이를 고려하여 응력스펙트럼을 작성하는 것은 쉽지 않고 또 이에 대한 연구도 거의 없는 실정이므로 첫 번째

기법을 하이 스크드 프로펠러의 설계단계에서 사용하는 것은 현실적으로 쉽지 않다.

두 번째 기법은 예상 설계수명 동안 하이 스크드 프로펠러에 발생하는 평균응력, 응력진폭 및 반복 사이클 수를 구하고 이 값들을 이용하여 내구선도를 작성하여 피로균열의 발생수명을 평가하는 기법으로서 설계단계에서 널리 이용되고 있다.

왜냐하면 이 기법은 오늘날 상용화된 컴퓨터 프로그램의 이용 또는 실측을 통하여 프로펠러에 발생하는 평균응력, 응력진폭 등을 실제 조건에 가깝게 구할 수 있고 이에 대한 다수의 연구 결과^{[2],[3]}도 발표되고 있기 때문이다.

그러나 이 기법도 하이 스크드 프로펠러의 예상 설계수명 동안 발생하는 변동응력의 반복 사이클 수, 즉, 하이 스크드 프로펠러의 회전수를 정확하게 구해야만 사용할 수 있는 단점이 있다.

이상의 관점에서 본 연구에서는 하이 스크드 프로펠러에 대한 내구선도를 작성하는 데에 필요한 변동응력의 반복 사이클 수 즉 예상 설계수명동안의 프로펠러 회전수를 통계적인 방법으로 다음과 같이 구하였다.

하이 스크드 프로펠러를 장착한 국내 해운회사 소속의 대형 고속 컨테이너선박 26척의 연간 항해 일수, 프로펠러의 상용 회전수, 운항 형태 등이 포함된 운항자료를 수집하고 이를 표본으로 모집단인 하이 스크드 프로펠러의 예상 설계수명동안의 회전수를 90% 신뢰한계로 추정하였다.

Fig. 1은 표본으로 선택된 선박의 20년간의 예상 프로펠러 회전수와 그 평균을 나타낸 것으로 각 프로펠러의 회전수는 각 선박의 연간 항해 시간(년간 280일 정도 항해)에 프로펠러의 상용 회전수를 곱하여 구한 것이다.

이상의 검토와 같이 본 연구의 대상인 하이 스크드 프로펠러의 예상 설계수명을 20년으로 가정하고 이 프로펠러의 변동응력의 반복 사이클 수를 90% 신뢰도로 추정하면 7.94×10^8 회 이상 8.34×10^8 회 이하라고 할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 하이 스크드 프로펠러의 피로강도 평가 및 프로펠러 블레이드 두께 증가분 검토 등에 필요한 내구선도를 작성할 때 90% 신뢰 상한계값인 8.34×10^8 을 변동응력의 반복 사

이클 수로 사용하였다.

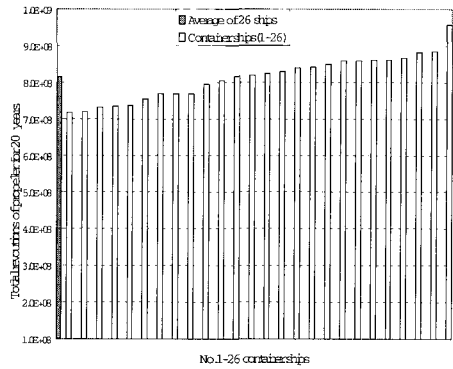


Fig. 1 Total propeller revolutions of container ships for 20 years under normal sea going state

3. 하이 스크드 프로펠러의 피로강도에 대한 고찰

3.1 피로강도 곡선

본 연구에서는 오늘날 하이 스크드 프로펠러의 재료로 널리 사용되는 알루미늄 청동주물 제3종 (AIBC₃) 재료의 해수 중 피로강도에 대한 다른 연구 결과^{[8],[9]}를 수집하여 응력비(stress ratio, $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$), 평균응력(σ_m)의 영향을 고려하여 통계처리하고 그 결과를 식(1) 및 식(2)와 같이 제안하였다. 상기 연구결과는 응력비 $R=0, 0.4, -1$ 등의 조건으로 해수 중 또는 공기 중에서 6~10 Hz의 축방향 반복 하중을 부가하여 피로 시험에서 얻어진 것이다.

또 알루미늄 청동주물의 피로강도는 비철금속계의 일반적인 피로특성으로서 이미 널리 알려져 있는 바와 같이 사이클 수가 증가됨에 따라 거의 직선적으로 감소된다는 것을 고려하여 일반 철강재료와 같이 2×10^6 회 또는 그 이상의 영역에서 S-N곡선의 기울기를 수정하여 피로한도를 결정하는 기법^{[10],[11]}을 적용하지 않았다.

본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)의 유효성은 후술할 하이 스크드 프로펠러의 내구선도를 이용

하여 일본해사협회와 국내 제작자의 기준 등과 비교함으로써 평가하였다.

$$N_i = 5.31 \times 10^{17} (K_r \sigma_a)^{-5.85} \quad (1)$$

상기 식에서 N_i 는 응력비 $R=-1$ 일 때 일정 응력진폭 σ_a 에서 피로균열 발생까지의 사이클 수이고, K_r 은 응력비 R 에 대한 보정계수로 다음 식(2)와 같으며 유도과정은 후술하였다.

$$K_r = (1.3 - 0.7R)/(1 - R) \quad (2)$$

여기서 $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$,
 $\sigma_m = (1 + R)/(1 - R) \sigma_a$ 이다.

3.2 응력비가 피로강도에 미치는 영향

Fig. 2는 응력비가 하이 스쿠드 프로펠러의 재료로 널리 사용되는 알루미늄 청동주물 제3종의 피로강도에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 작성한 일정수명 피로강도 선도이다.

그림에서 반복사이클 수 10^7 회, 10^8 회, 10^9 회에 해당되는 일정수명 피로강도선도는 전술한 식(1)과 식(2)를 이용하여 작성한 것이다.

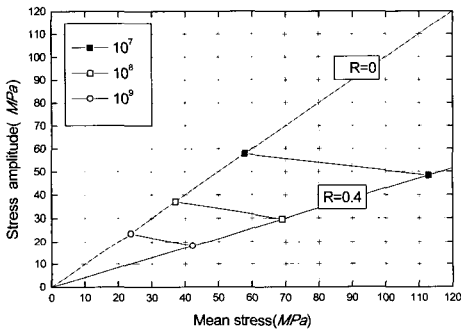


Fig. 2 Constant life fatigue diagram of AlBC₃ in sea water at 10⁷, 10⁸ and 10⁹ cycles

통상 금속재료의 피로강도는 평균응력에 의한 영향을 받게 되지만 부식의 영향을 무시할 수 있는 분위기에서 10^7 회 이상의 고사이클영역에서는 평균응력이 피로강도에 미치는 영향은 거의 미비한 것으로 알려져 있다^{[12],[13]}. 즉 일정수명 피로

강도곡선의 기울기는 횡축과 평행하게 나타나게 된다.

그러나 본 연구에서 작성한 Fig. 2의 일정수명 피로강도선도는 횡축에 대하여 상당한 기울기를 가지고 있는 것을 알 수 있다.

그림에서 10^9 회 및 10^8 회 일정수명강도곡선이 나타내는 기울기는 각각 5/18, 7/32 정도이고 10^7 회의 기울기는 9/55 정도이므로 알루미늄 청동주물 제3종은 10^7 회 이상의 고사이클영역에서도 평균응력에 의한 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

또 전술한 바와 같이 알루미늄 청동주물 제3종을 주로 사용하는 대형 고속 선박용 하이 스쿠드 프로펠러의 20년 동안 평균회전수가 8.34×10^8 회 정도인 것을 감안하면 알루미늄 청동주물 제3종의 피로강도를 평가할 때에는 10^7 회 이상의 고사이클영역에서 평균응력이 피로강도에 미치는 영향을 고려하여야 한다는 것을 알 수 있다.

따라서 본 연구에서는 전술한 평균응력과 응력비의 관계식 $\sigma_m = (1 + R)/(1 - R) \sigma_a$ 과 Fig. 2에서 응력비 $R=0, 0.4$ 인 직선의 관계식을 이용하여 전술한 식(2)를 유도하였다.

3.3 스쿠각과 피로강도

Fig. 3은 알루미늄 청동주물 제3종으로 제작된 하이 스쿠드 프로펠러의 스쿠각과 피로강도의 관계를 평가하기 위하여 작성한 내구선도이다.

그림에서 “■”, “▲”으로 표시된 것은 스쿠각 40° 및 60°의 프로펠러 0.5R 블레이드에 발생하는 평균응력과 응력진폭을 각각 나타내고 있다 [14],[15].

그림에서 직선 ①과 ②은 일본해사협회^[16]와 국내 프로펠러 제작자의 기준^[15]으로서 예상 설계수명동안 변동응력의 반복사이클 수를 10^9 및 5×10^8 으로 각각 가정하고 있다.

또 그림에서 직선 ③과 ④는 본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)를 이용하여 하이 스쿠드 프로펠러의 20년의 동안 90% 신뢰한도인 8.34×10^8 의 반복사이클 수와 10^9 반복사이클 수를 기준으로 작성한 것이다.

그림에서 스쿠각이 40°인 경우 하이 스쿠드 프로펠러 0.5R 블레이드에 발생하는 변동응력 ($\sigma_m = 48 MPa$, $\sigma_a = 15 MPa$)은 일정수명 피로강도선도 ①, ②, ③ 및 ④보다 아래쪽에 있다. 따라서 본 연구에서 채택한 프로펠러의 경우 스쿠각이 40°이하에서는 일본해사협회, 국내 제작자의 기준 및 본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)를 모두 만족시키고 있으므로 각각의 반복사이클 수에 상당하는 수명동안에는 피로균열이 발생하지 않는다고 할 수 있다.

그러나 스쿠각이 60°인 경우의 응력점은 상기 일정수명 피로강도선도보다 위쪽에 위치하므로 각각의 반복사이클 수를 초과하는 변동응력이 부가되는 경우 프로펠러 블레이드에는 피로강도의 부족으로 인한 피로균열이 발생하게 될 것이다.

따라서 스쿠각을 60°로 하는 경우에는 프로펠러 블레이드의 두께를 증가시킴으로 블레이드에 발생하는 응력값을 낮추는 것이 필요하다는 것을 알 수 있다.

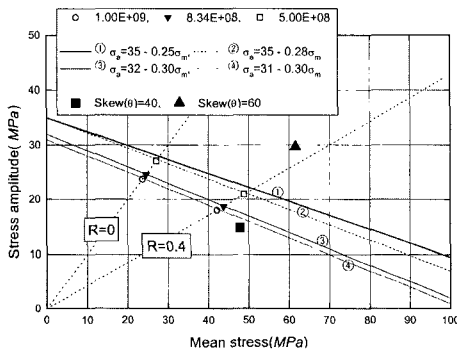


Fig. 3 Endurance diagram of a highly skewed propeller in sea with varying cycles

Fig. 4는 진술한 스쿠각 60°의 프로펠러가 0.5R 블레이드에서 예상 설계수명 동안의 피로강도를 확보하는 데에 필요한 블레이드 두께를 구하기 위하여 작성한 내구선도이다.

그림에서 “▲”는 평균응력 61 MPa, 응력진폭 29 MPa인 응력점을 나타내는 것으로 이때의 응력비는 0.35에 상당한다.

이 응력점을 통과하면서 응력비가 0.35인 직선을 긋고 이 직선이 ①, ②, ③ 및 ④과 만나는 교

점을 구하면 그 점에서의 평균응력은 48 MPa, 46 MPa, 41 MPa, 40 MPa이 되고 응력진폭은 23 MPa, 22 MPa, 20 MPa, 19 MPa이 된다.

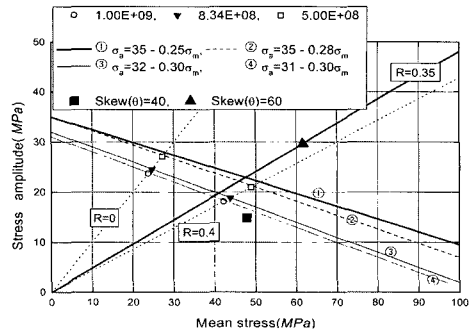


Fig. 4 Endurance diagram of a highly skewed propeller in sea with varying skew angle

이 그림에서 일본해사협회가 하이 스쿠드 프로펠러의 피로강도를 평가하는 데에 사용하는 직선 ①은 허용변동응력을 23 MPa으로 설정하고 있다. 따라서 스쿠각 60°의 프로펠러 0.5R에서 블레이드의 두께를 일본해사협회의 기준에 적합하도록 하기 위해서는 $\sqrt{29}/\sqrt{23} = 1.12$ 배만큼 프로펠러 블레이드 두께를 증가시킬 필요가 있다.

이와 같이 계산하면 국내 프로펠러 제작자가 사용하는 직선 ②를 피로강도 평가기준으로 적용하여 스쿠각 60° 프로펠러 0.5R에서 블레이드의 두께를 만족시키기 위해서는 $\sqrt{29}/\sqrt{22} = 1.15$ 배만큼 프로펠러 블레이드의 두께를 증가시킬 필요가 있음을 알 수 있다.

또 본 연구에서 추정한 국내 대형 고속선박이 20년 동안의 반복사이클 수인 8.34×10^8 회를 기준으로 작성한 직선 ③와 10^9 의 반복사이클 수를 기준으로 작성한 직선 ④를 피로강도 평가기준으로 사용하는 경우 스쿠각 60° 프로펠러 0.5R에서 블레이드의 두께는 각각 $\sqrt{29}/\sqrt{20} = 1.20$ 배, $\sqrt{29}/\sqrt{19} = 1.24$ 배만큼 증가시킬 필요가 있다는 것을 알 수 있다.

끝으로 본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)를 하이 스쿠드 프로펠러의 설계단계에서 사용할 경우 그 유효성은 Fig. 3 및 Fig. 4의 내구선도에

서 일본해사협회의 기준, 국내 제작자의 기준 등과의 비교를 통하여 다음과 같이 평가하였다.

첫째, 본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)에 의한 직선 ③ 및 ④는 일본해사협회의 기준인 직선 ① 및 국내 제작자의 기준인 직선 ②와 비슷한 경향을 보이고 있고 더욱이 아래쪽에 위치하고 있으므로 상대적으로 안전적인 설계 결과가 유도된다.

둘째, 반복 사이클 수가 10^9 로 같을 때 일본해사협회 기준인 직선 ①과 식(1)과 식(2)에 의한 직선 ④에 의한 프로펠러 0.5R에서 블레이드의 두께 차이는 12%로 이것은 통상의 두께 여유로 취급될 수 있고 더욱이 본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)는 일본해사협회 기준에 비해 상대적으로 안전하다.

셋째, 국내 프로펠러 제작자의 기준인 직선 ②와 식(1)과 식(2)에 의한 직선 ③에 의한 프로펠러 0.5R에서 블레이드의 두께 차이는 5%이므로 이것도 통상의 두께 여유, 상대적으로 안전적인 측면에서 취급될 수 있다.

다만 본 연구에서 제안한 식(1)과 식(2)는 일본해사협회의 기준 및 국내 제작자의 기준에 비하여 상대적으로 안전적인 측면이기는 하지만 생산공정의 경제성 확보라는 측면에서는 추가적인 검토가 필요하며 이것은 향후의 연구되어야 할 과제라고 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 오늘날 대형 고속 선박에 장착되는 25°이상의 스쿠각을 가진 하이 스쿠드 프로펠러의 예상 설계수명 동안의 회전수, 평균응력, 스쿠각 등이 프로펠러의 피로균열 발생수명에 미치는 영향을 검토하고 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 대형 고속선박용 하이 스쿠드 프로펠러의 20년 동안 회전수를 90% 신뢰한계로 평가하면 7.94×10^8 회 이상 8.34×10^8 회 이하인 것으로 추정할 수 있다.
- 2) 해수 중에서 알루미늄 청동주물의 피로강도는 10^7 회 이상의 고사이클영역에서도 평균응력에

의한 영향을 받는다. 따라서 대형고속선박용 하이 스쿠드 프로펠러의 재료인 알루미늄 청동주물 제3종의 피로강도를 평가하는 경우 8.34×10^8 회 정도의 고사이클영역에서 평균응력이 피로강도에 미치는 영향을 고려하여야 한다.

- 3) 현행 일본해사협회와 국내 제작자의 기준 및 본 연구에서 제안한 피로강도식에 따라 스쿠각 40°이하 프로펠러의 피로강도를 평가하면 각각의 반복사이클 수에 해당하는 예상 설계수명동안 피로균열이 발생하지 않는다. 따라서 피로강도의 측면에서 두께 증가는 필요하지 않다.
- 4) 현행 일본해사협회와 국내 제작자의 기준 및 본 연구에서 제안한 피로강도식에 따라 스쿠각 60° 프로펠러의 피로강도를 평가하면 각각의 반복사이클 수에 해당하는 예상 설계수명동안 피로균열이 발생하게 된다. 따라서 스쿠각을 60°로 하는 경우에는 프로펠러 블레이드의 두께를 증가시킴으로 블레이드에 발생하는 응력값을 낮추는 것이 필요하다.

참고문헌

- [1] Korean Register of Shipping, Research and Development Center, "A Review on Rules for Propeller Blade Thickness", Classification, Korean Register of Shipping, Vol. 28, p. 5, 1994
- [2] Bal-Young Kim and Joo-Sung Lee, "Fatigue Strength Analysis of Marine Propeller Blade to Change in Skew Angle", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 35, No. 1, pp. 80-81, 1998
- [3] 日本海事協會, 日本海事協會誌-No.234, 日本海事協會, pp. 7-9, 1996
- [4] Korean Register of Shipping, Rules for Classification-Part V, Machinery, Korean Register of Shipping, pp. 21-23, 2000

- [5] Juno Minakata, "Propeller Damaged and Repair Techniques at Present", Journal of the Marine Engineering System, Vol. 33, No. 9, pp. 653-661, 1999
- [6] Korean Register of Shipping, Guidances relating to rules for Classification, Part V, Machinery, Section 3, Article 303, Korean Register of Shipping, p. 21, 2000
- [7] Nippon Kaiji Kyokai, Rules and Guidance for the survey and construction of steel ships, Part D 7 Propeller, Nippon Kaiji Kyokai, pp.229-231, 2000
- [8] Ichiji Nakano, "Materials for High Power Marine Propeller", Journal of the Marine Engineering System, Vol. 10, No. 6, pp. 37-46, 1975
- [9] The Society of Materials Science, Databook on Fatigue Strength on Metallic Materials, Elsevier Science B.V, Vol. 2, pp. 1568-1570, 1996
- [10] Charlie R. Brooks and Ashok Choudhury, Failure Analysis of Engineering Materials, McGraw-Hill, p.334, 2002
- [11] 日本機械學會, 統計的疲勞強度試驗方法, 日本機械學會, pp. 31-32, 1981
- [12] Hirukawa, "Fatigue Properties of Butt-Welded Joints for 5083-O Aluminium Alloy", Japanese Society for Mechanical Engineering, Vol. 58, pp. 8~14, 1982
- [13] M. Kanao, "Fatigue Crack Propagation Properties and ΔK_{th} for Several Structural Steel Plates", Trans. of NRIM, Japan, Vol. 27, No. 2, pp. 17~24, 1985
- [14] Ju-Tae Kim, "Marine Propeller Blade Strength Analysis by Finite Element Method", Tech. Hyundai, Vol. 10, No. 3, pp. 8-15, 1990
- [15] Bal-Young Kim and Joo-Sung Lee, "Fatigue Strength Analysis of Marine Propeller Blade to Change in Skew Angle", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 35, No.1, pp.80-86, 1998
- [16] Nippon Kaiji Kyokai, Rules and Guidance for the survey and construction of steel ships, Part D Machinery installations, Nippon Kaiji Kyokai, pp.28-31, 1996

저 자 소 개

김종호 (金宗鎬)



1958년 10월생, 1982년 한국해양대학교 기관공학과 졸업, 1995년 동대학원 졸업(박사), 1987년-1996년 3월 한국선급, 1996년 4월-현재 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부 교수.

강낙훈 (姜樂勳)



1958년 7월생, 1982년 한국해양대학교 기관공학과 졸업, 2004년 동대학원 졸업(석사), 한진해운(공무감독), 1992년 6월-현재 SH공사 집단에너지사업단 공무팀.