

선박 유압 조타장치 부하의 추정 Estimation of Load on Ship's Hydraulic Steering Gear

지상원¹ · 오재민² · 정은석³ · 김병곤⁴ · 이일영^{5*}

S. W. Ji, J. M. Oh, E. S. Jeong, B. K. Kim and I. Y. Lee

Received: 05 Feb. 2015, Revised: 27 Feb. 2015, Accepted: 02 Mar. 2015

Key Words : Steering Gear(조타장치), Load Estimation(부하 추정), Test in a Real Ship(실선 시험), Load Reproduction(부하 재현)

Abstract: For testing a newly designed ship's steering gear, a steering gear test bench with a steering gear to be tested and a load generation part should be prepared. The load given to the steering gear has to be pertinent to the load generated in a targeted ship. In this study, the authors suggest a process of estimating the load given to steering gears in ships. At first, a test for measuring the load in the steering gear of a real ship was conducted. Then, a process was developed to compute rudder driving torque and force by using basic equations including some empirical equations on ship's steering. The test results and the computation results on the load in the steering gear were compared, As a result, the process suggested in this study for estimating load in ship's steering gears was verified.

1. 서 론

선박을 목표로 하는 침로로 항진시키는 기능을 수행하는 기계장치인 조타장치는 기상 및 해상 상태가 변화하더라도 일정시간 이내에 전타 동작(좌/우현 35도에서 우/좌현 30도까지의 동작)이 완료되도록 하는 등의 신뢰성 있는 동작이 요구된다.^{1,2)} 이를 위해 소형선을 제외하고는 일반적으로 유압 동력원으로 타를 구동하는 방식을 채택하고 있으므로, 조타 장치는 유압실린더 및 유압펌프 등으로 구성된다.^{3,4)} 현재까지 널리 사용되는 조타장치용 유압시스템에서는 타의 각

도가 0°를 유지할 때에도 유압펌프는 계속하여 회전하므로 일정량의 에너지 소모가 지속적으로 발생한다. 본 논문의 저자들은 전기 정유압 구동기(electric hydrostatic actuator, EHA)를 조타장치에 적용하여 에너지를 절감하는 연구를 시도하고 있다.⁵⁾ 이 연구의 과정에서 EHA 방식 선박 조타장치와 기존 방식 조타장치의 에너지 소비 효율을 비교 검증하는 데에 사용할 공장 시험용 테스트 벤치(test bench)의 개발이 추진되고 있다. 그런데, 조타장치 테스트 벤치에서 구현해야 할 부하력에 관한 종래의 연구가 거의 없기 때문에 본 논문의 저자들은 선박 운항 중에 조타장치에 가해지는 부하력을 추정하는 연구를 수행하게 되었다.

본 연구의 시작 단계에서, 실제의 선박(한국해양대학교 실습선 한나라호)을 운항하면서 조타장치의 기초적인 특성을 계측한다. 이어서 선박에서의 조타 토크와 조타력에 관한 기초 방정식 및 관련 경험식들을 사용한 시뮬레이션 프로그램을 개발한다. 시험 및 시뮬레이션 결과를 비교하는 과정을 거치면서, 본 연구에서 제안한 조타장치 부하(시간 변화에 따른 타각, 타속 및 실린더 차압 정보) 추정 기법의 타당성을 검증한다.

* Corresponding author: iylee@pknu.ac.kr

1 Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

2 Graduate School, Pukyong National University.

3 Department of Ship Operation, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea.

4 Yoowon Industries Ltd, Busan, Korea

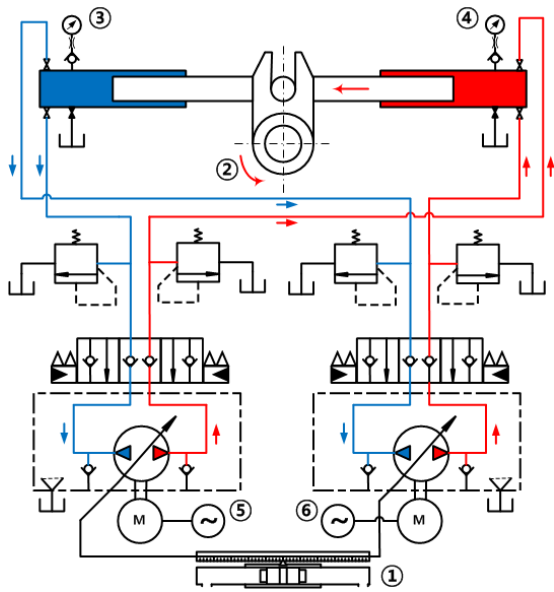
5 Department of Mechanical and Automotive Engineering, Pukyong National University.

Copyright © 2015, KSFC

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.

2. 시험 장치의 구성

실선 시험에 이용된 선박은 총톤수 3640 톤, 4000 마력 디젤식 주기관장치가 장착되어 최대 17 노트의 속력으로 항주할 수 있는 한국해양대의 실습선 한나라호(TS Hannara)이다. Fig. 1에 실선 조타 시험에 사용된 11(5.5×2) kW급 조타장치 유압회로도 및 시험 장치의 구성을 나타낸다. 이 조타장치에서 램의 지름은 0.170 m이다. Fig. 1에 나타낸 조타장치는 선교에서 생성하는 타륜(steering wheel) 회전각의 지령치를 추종하여 피드(feed) 실린더의 변위가 생성되고, 생성된 변위가 기계적 링크장치 등을 통해 유압펌프에 전달되어 유압펌프를 가변 제어한다. 제어된 유압펌프에서 토출된 유압유가 실린더로 공급됨에 따라서 램(ram)의 변위가 발생되고, 램의 변위에 비례하여 킬러(tiller)가 회전하게 되므로 원하는 조타각을 얻을 수 있는 구조이다.



① rudder angle input sensor, ② rudder angle output sensor, ③, ④ cylinder pressure sensor, ⑤, ⑥ electric power meter

Fig. 1 Hydraulic circuit of the ship's steering gear in TS Hannara

Fig. 2는 조타장치 실선 시험을 수행할 때의 조타실 내부 사진이다. 실선 시험에서는 조타장치에서의 타각, 실린더 압력 등의 신호는 직접 계측되었으며, 선속, 침로, 풍향, 풍속과 같은 선박 운항 관련 신호들은 시험이 수행된 시각에서의 전자 해도 (electronic marine chart) 데이터를 이용하여 취득하였다.



① cylinder, ② ram, ③ rudder tiller, ④ rudder angle sensor, ⑤ pressure sensor ⑥ electric power meter, ⑦ PC for data gathering

Fig. 2 Photograph of the ship's steering gear with instruments for signal measuring in TS Hannara

3. 조타기 부하 모델링

타에 가해지는 부하력은 일반적으로 양력과 항력의 합력으로 계산되므로 부하력은 타각과 타로 유입되는 유체 유속의 함수로 간주할 수 있다.^{6,7)} 타력과 타 토크에 관한 식들 가운데서 식 (1)과 (2)에 나타난 Joessel-Beaufoy의 식은 실선 데이터의 경험인자를 반영하여 조선 설계에서 가장 널리 사용되고 있다.^{8,9)}

$$F_n = 58.8 g A u_r^2 \sin \alpha \quad (1)$$

$$T_H = F_n \times [(0.195 + 0.305 \sin \alpha) \bar{c} - X_1] \quad (2)$$

식 (1)과 (2)에서 F_n 은 타의 부하력[N], g 는 중력 가속도[m/s²], A 는 타의 면적[m²], u_r 은 유체의 유입 속력[m/s], α 는 타각[degree], T_H 는 타의 부하토크 [N·m], \bar{c} 는 타의 평균폭[m], X_1 은 타 전단부터 타의 회전축까지의 평균거리[m]를 나타낸다. 식 (1)과 (2)에 포함된 유체의 유입속력 u_r 은 계측이 곤란하므로 1축 1타인 경우에는 선속의 1.15배로 가정하고¹⁰⁾, 식 (2)의 타의 평균폭 \bar{c} 는 Fig. 3에 나타낸 방법으로 계산할 수 있다.^{1,2)}

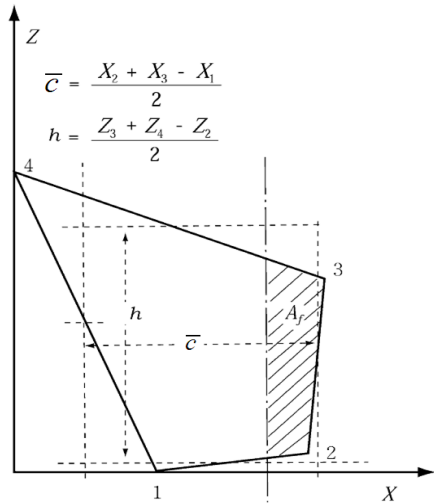


Fig. 3 Mean chord \bar{c} and mean height h of a rudder¹⁾

또한, 식 (2)에서 타의 면적은 DNV 선급규정¹¹⁾에 의한 식 (3) 또는 선박의 크기별 추정방법⁸⁾인 식 (4)로부터 결정할 수 있다.

$$A = Ld_s \left[0.01 + 0.5 \left(\frac{C_B B}{L} \right)^2 \right] \quad (3)$$

$$A = \left(\frac{1}{70} \sim \frac{1}{60} \right) Ld_s \quad (4)$$

식 (3)와 (4)에서 C_B 는 선체의 방형계수, B 는 선체의 폭[m], L 은 선체의 길이[m], d_s 는 선체의 흘수[m]를 나타낸다.

한편 램에서 발생하는 토크와 식 (2)에 나타낸 타 부하 토크 추정치 T_H 와의 관계는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다¹¹⁾.

$$\frac{F}{\cos \alpha} \frac{R}{\cos \alpha} = \frac{\left(\frac{\pi d^2}{4} \Delta p - F_f \right) R}{\cos^2 \alpha} = T_H \quad (5)$$

식 (5)에서 F 는 램에 가해지는 실린더 축방향의 힘 [N], R 은 타각 0° 에서의 램의 중심축과 킬러 중심축 사이의 직선거리[m], d 는 램의 지름[m], Δp 는 램 양단의 압력차[Pa], F_f 는 램과 실린더 사이 등에서 발생하는 마찰력[N]을 나타낸다.

식 (5)에서의 마찰력 F_f 는 식 (6)과 같이 Stribeck 마찰력 모델로 나타낼 수 있다.^{12,13)}

$$F_f = [f_c + (f_b - f_c) e^{-c_v |v|}] \text{sign}(v) + bv \quad (6)$$

식 (6)에서 f_c 는 쿨롱(Coulomb) 마찰력[N], f_b 는 이

탈(breakaway) 마찰력[N], c_v 는 천이계수[s/m], v 는 이동속도[m/s], b 는 점성마찰계수 [Ns/m]를 각각 나타낸다.

식 (3) 또는 (4)에 특정 선박의 관련 수치 정보를 적용함으로써 타의 면적 A 가 결정되면, 식 (1) 및 (2)로부터 선속과 타각에 따른 타력과 타 토크를 계산할 수 있고, 이러한 정보로부터 조타장치에서의 램 속도(v)와 실린더 차압(Δp)을 구할 수 있다.

전술한 조타장치의 부하력 추정 방법을 Fig. 4에 순서도로 나타내었다.

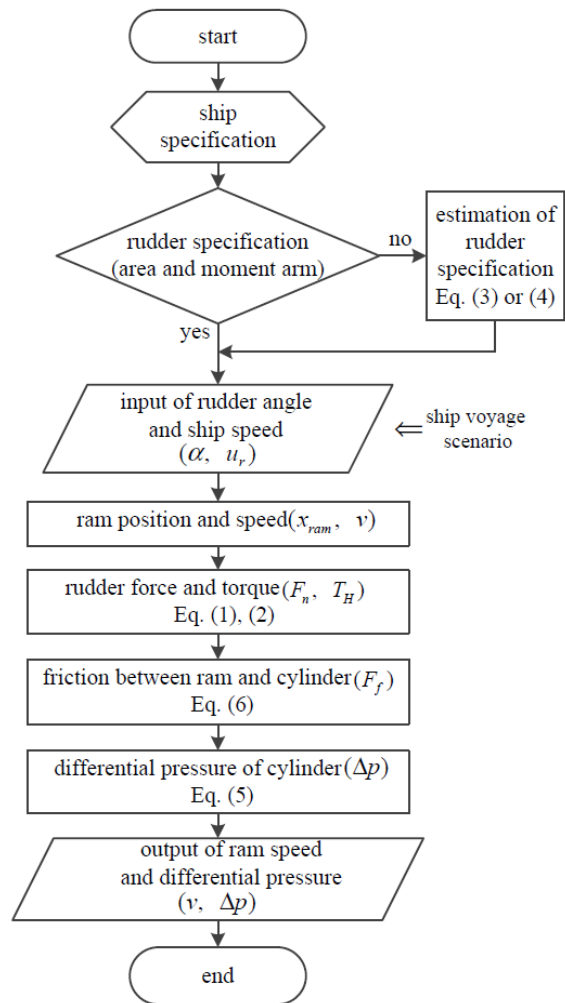


Fig. 4 Flow chart for rudder load estimation

4. 시험 및 시뮬레이션을 통한 검증

Fig. 1과 2에 나타낸 실선 시험장치를 사용하여 부산항에서 제주항으로 항해 도중에 지령 타각을 $0^\circ \rightarrow 15^\circ \rightarrow 0^\circ \rightarrow -15^\circ$ 로 변화시키면서 시험을 할때에 계측된 (a) 타각, (b) 선속, 침로, 램 속도, (c) 실린더 압력 및 차압, (d) 전동기 소요동력의 계측치를 Fig. 5

에 각각 나타내었다.

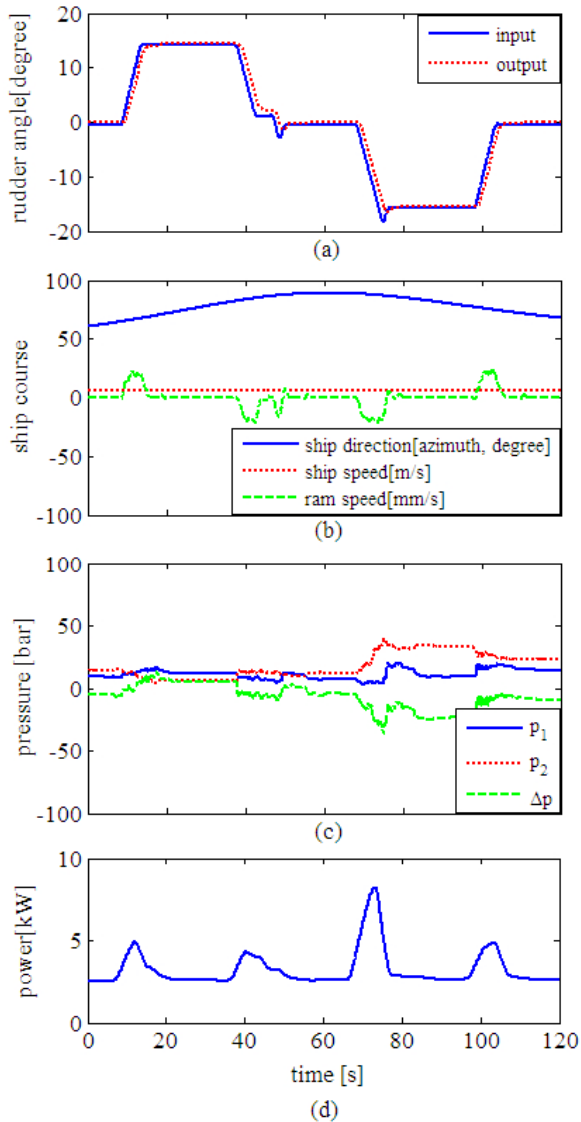


Fig. 5 Results of an operation test in TS Hannara

일반적으로 선박이 순항중일 때에는 조타장치의 2개 펌프 가운데서 1개의 펌프만을 사용하므로 Fig. 5의 시험결과는 Fig. 1에 나타난 2개의 펌프 가운데서 한쪽 펌프만을 구동하여 시험한 결과이다. 그림 (c)의 차압 신호 실험 결과를 관찰할 때, $0^\circ \leftrightarrow 15^\circ$ 영역과 $0^\circ \leftrightarrow -15^\circ$ 영역의 데이터간의 절대치가 서로 유사한 대칭적인 형태로 나타나지 않고 $0^\circ \leftrightarrow -15^\circ$ 영역에서 절대치가 상대적으로 크게 나타났다. 그 원인은 $0^\circ \leftrightarrow 15^\circ$ 영역에 비하여 $0^\circ \leftrightarrow -15^\circ$ 영역에서 램과 실린더 사이의 마찰력이 큰 불균형이 존재했기 때문으로 추측된다. 이러한 마찰력의 불균형으로 인하여 그림 (d)의 전동기 소요동력도 $0^\circ \leftrightarrow -15^\circ$ 영역에서 매우 큰 값으로 기록되었다.

Table 1에 실선 조타 시험 및 시뮬레이션에 이용된 조타 장치의 파라미터 값들을 나타낸다. Table 1에서 타의 제원은 실선의 정밀 도면을 이용하여 구하였으며 램과 실린더 사이의 마찰력 모델 파라미터 값들은 Fig. 5에서 타가 0° 를 유지할 때와, 타가 움직이기 시작할 때의 시험 데이터를 토대로 추정하였다.

식 (6)에 나타난 램과 실린더 사이의 마찰력 모델과 Table 1의 파라미터들을 사용하여 마찰력에 의한 실린더 양 체임버 사이의 차압을 시뮬레이션 하였고 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다.

Table 1 The parameter values of steering gear in TS Hannara

ram diameter(d)	0.170[m]
area of rudder(A)	10.05[m ²]
mean chord of rudder(\bar{c})	2.508[m]
moment arm of rudder(X_1)	0.333[m]
moment arm of tiller(R)	0.4[m]
coulomb friction of cylinder(f_c)	11349[N]
breakaway friction of cylinder(f_b)	22698[N]
transition coefficient of friction(c_v)	200[s/m]
viscous coefficient of friction(b)	0.1[Ns/m]

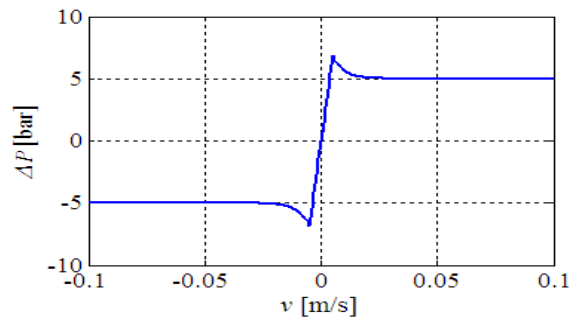


Fig. 6 Friction model between the cylinder and the ram in the steering gear in TS Hannara (described with differential pressure)

Fig. 5에 나타난 (a) 타각, (b) 선속 시험결과와 Table 1의 수치 및 식 (1), (2)를 이용하여 계산된 타력과 타 토크를 Fig. 7에 나타낸다. Fig. 7의 20~38[s] 구간에서 타각이 15° 로 일정하게 유지되고 있음에도 불구하고 타력이 다소 감소하고 있는 현상은 선속이 5.76[m/s]에서 5.67[m/s]로 미소하게 감소함에 따른 결과이다.

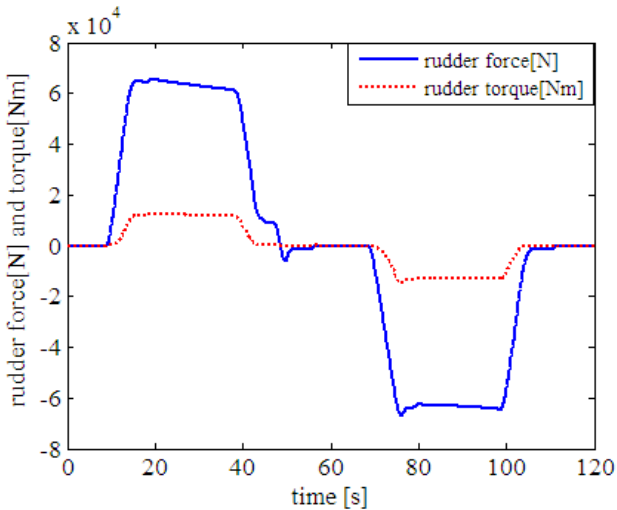


Fig. 7 Simulation results of rudder force and torque in the test condition of Fig. 5

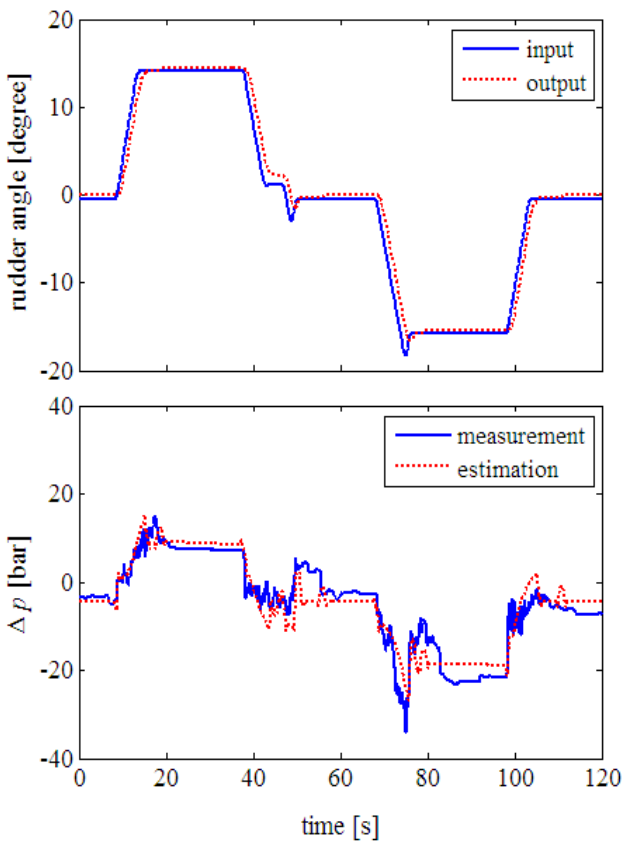


Fig. 8 Comparison of simulation and experimental results for differential pressure

Fig. 7로 계산된 타 토크와 식 (5), (6)을 이용하여 타각 및 선속에 따른 실린더 양 체임버의 차압 변화에 관한 시뮬레이션을 수행하였고 그 결과를 시험결과와 함께 Fig. 8에 나타내었다.

Fig. 8의 결과로부터 본 연구에서 수행한 시뮬레이

션 결과가 실선 조타 시험의 계측치와 비교적 양호하게 일치하고 있음을 확인할 수 있으며, 따라서 본 연구에서 수행한 시뮬레이션 결과가 타에 가해지는 부하력을 양호하게 추정하고 있음이 입증되었다.

이상에서는 예로서 특정 선박을 사용하여 시험 및 시뮬레이션을 수행함으로써, Fig. 4의 순서도에 기초한 조타장치 부하 특성(시간 변화에 따른 램 위치, 램 속도 및 실린더 차압의 정보)에 관한 추정의 가능성을 제시하였다. 본 연구에서 제시한 조타장치 부하 특성 추정 과정은 임의 크기의 선박에 적용할 조타장치의 부하 특성의 추정에 사용할 수 있을 것이며, 이를 위해서는 다양한 형식과 용량의 유압 조타장치에서의 마찰력 특성에 관한 데이터 베이스가 필요할 것이다.

5. 결 론

본 논문에서는 선박용 조타장치의 공장 시험용 테스트 벤치에서 구현해야 할 부하(시간 변화에 따른 램 위치, 램 속도 및 실린더 차압의 정보)를 추정하는 방법에 관하여 연구하였다. 이를 위하여, 타력 및 타토크 계산을 위한 Joessel-Beaufoy의 식, 타의 제원을 결정하기 위한 경험식, 램과 실린더 사이 마찰력 계산을 위한 Stribeck의 식을 사용한 조타장치 부하 특성 추정 과정을 제안하였다(Fig. 4의 순서도 참조).

제안한 과정의 타당성을 검증하기 위하여 특정 선박(TS Hannara)을 사용한 조타장치의 해상 운전 시험과 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과의 비교, 검토를 통하여 제안한 조타장치 부하 특성 추정 과정을 검증하였다. 본 연구에서 제안한 조타장치 부하 특성 추정 과정을 임의 크기의 선박용 조타장치의 부하 특성 추정에 사용할 수 있음을 제시하였으며, 이를 위해서는 다양한 형식과 용량의 유압 조타장치에서의 마찰력 특성에 관한 데이터 베이스가 필요함을 지적하였다.

향후의 연구로는 선박용 유압 조타장치 테스트 벤치 제작을 완료하고, 조타장치 에너지 효율을 효과적으로 평가하는 기법을 개발할 예정이다.

후 기

본 연구는 “산업통상자원부-한국산업기술진흥원-동남지역사업평가원”의 “광영경제권 선도산업 육성사업”으로 수행된 연구결과의 일부입니다.

References

- 1) Korean Register, Part 4-Hull Equipment-Rules for the Classification of Steel Ships, pp.1-6, 2013.
- 2) ICAS, S10-Rudders-Sole Pieces and Rudder Horns-Common Structure Rule, pp.1-16, 2010.
- 3) H. D. McGeorge, Marine Auxiliary Machinery, Butterworth-Heinemann, Oxford, pp.286-313, 2002.
- 4) A. F. Molland, Maritime Engineering Reference Book, Butterworth-Heinemann, Oxford, pp.446-461, 2008.
- 5) S. W. Ji, J. M. Oh, I. Y. Lee, E. S. Jeong and B. K. Kim, "A Basic Research of Identification for Ship Steering System," Pro. of The Korean Society for Power System Engineering - 2013 Autumn Conference, pp.169-170, 2013.
- 6) U.S. Navy Yard, Calculation of Rudder Force, U.S. Experimental Model Basin, 1938.
- 7) F. Moriyama and N. Sugai, "On the Propulsive Performance of a Ship with Rudder," Papers of National Maritime Research Institute of Japan, Vol.18, No.3, pp.133-143, 1981.
- 8) H. J. Kim, S. H. Kim, J. K. Oh and D. W. Seo, "Proposal on Standard Rudder Device Design Procedure by Investigation of Rudder Design Process at Major Korean Shipyards" J. of Marine Science and Technology, Vol.20, No.4, pp.450-458, 2012.
- 9) N. J. Park, Y. J. Jeong, S. W. Park and Y. K. Kim, "Example of Program Development for Rudder Design", Technology of Hanjin Heavy Industries & Construction, Vol.10, pp.90-94, 2004.
- 10) <http://engi.fish.hokudai.ac.jp/SUB161.HTM>
- 11) DNV, "Part 4-Chapter 14-Machinery and Systems-Main Class Steering Gear," Rules for Classification of Ships/High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft, 2011.
- 12) M. Hvoldal, "Friction Modelling and Parameter Estimation for Hydraulic Asymmetrical Cylinders," Master's Thesis, Aalborg University, 2011.
- 13) B. Armstrong and C.C. de Wit, Friction Modeling and Compensation, The Control Handbook, CRC Press, pp.1369-1382, 1995.