

디젤기관의 속도안정성에 대한 연구

강 창 남

제주대학교 해양연구소

A Study on the Speed Stability of Diesel Engine

Chang-Nam Kang

Marine Research Institute, Cheju National University, Cheju-Do, 695-810, Korea

During the engine operation, the performance of the engine speed control is mainly dependent on the designed numerical parameters of the PID controller. The conventional speed control algorithm, adopted to the slow speed diesel engine equipped with mechanical hydraulic governor, has simplicity but difficulty in the speed control due to the alteration of the engine parameters in different operation region. In recent date, the most of digital governors, based on the PID control algorithm, have been developed to solve such control problems for a marine diesel engine. The modern control theories, that are an LQ control, a fuzzy control and an H^∞ control, are stilled beyond the practical use due to their application difficulties, even intensively stued.

In this paper, a new approach to the optimal speed control of a marine diesel engine was suggested to determine efficiently the PID control parameters by the model matching method, typically taking a marine diesel engine as a non-oscillatory, second-order system. As a result the parameters of PID controller can be selected in the way of that overall transfer function is equivalent to the ideal transfer function, of which the system gain is 1 and the time constant is reasonably short, for a speed control system modelled as the first order system with specific engine parameters.

In conclusion, it indicates that our proposed method is superior to the Ziegler & Nichols's method both in performing the computer simulated control and in obtaining the better indicial response characteristic.

Key words : Model matching method

서 론

선박의 주기관으로 사용되는 디젤기관은 기관 및 추진시스템의 효율을 높이고, 연료비를 절감하기 위하여 저속 장행정화 되어가고 있는 추세이다. 1회전 내에서의 기관의 토오크와 회전수의 순시변동으로 인한 연료펌프의 랙크구동부에 발생하는 지글링 현상

때문에 심한 마모가 발생할 뿐 아니라, 연료분사계통에 수반되는 지연시간이 길어진다. 또한 일반적으로 디젤기관은 운전영역에 따라 파라미터값의 변화가 크다. 따라서 제어장치의 파라미터값이 거의 고정되었고 단순한 제어알고리즘을 가지는 종래의 기계유압식 조속기로는 효율적인 속도제어를 행할 수 없게 되었다. 이 문제점을 해결하기 위하여 디지털 조속기가 일부 선박에 채용되고 있으며 이 시스템은 대부분 PID

제어 알고리즘을 채택하고 있다. 본 연구에서는 디젤 기관을 2차 계통으로 모델링하고 PID제어기와 파라미터 추정기구 및 모델매칭법에 의하여 디젤기관의 속도 제어를 위하여 많이 사용되고 있는 Ziegler & Nichols 방법의 PID 제어알고리즘을 이용한 디지털 조속기보다 제어성능 및 안정성이 우수한 새로운 알고리즘의 적용속도 제어방법을 제안한다. 제어대상인 디젤기관에 대한 파라미터값들을 정확히 파악하고 있다는 전제하에, 모델매칭 방법에 의해 오버슈트가 없으며 속응성이 매우 빠른 응답특성을 갖도록 PID제어기의 파라미터 값들을 조정하는 방법을 제안하고, 디지털 시뮬레이션을 통하여 Ziegler & Nichols 방법과 비교분석하며, 운전데이터를 이용하여 최소자승법에 의하여 디젤기관의 파라미터 값들을 연속적으로 추정하고, 이 값들을 이용하여 PID파라미터를 자동으로 조정해주는 적용속도 제어방법을 제안하고, 종래의 방법과 비교 분석하며, 안정성 및 제어성능을 파악 하고자 한다.

디젤기관의 속도제어시스템

디젤기관의 모델링 방법에는 여러 가지 방법이 있

으나, 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 연소계통을 1차요소로 근사화하고, 회전계통을 1차요소로 표시하여 디젤기관 전체를 비진동 2차계통으로 모델링하기로 한다 (北川, 1981; 北森, 1980).

Fig. 1의 디젤기관에 대하여 Fig. 2 처럼 PID제어기를 이용한 피드백 제어로서 속도제어를 행하는 것으로 하고, PID제어기를 모델매칭방법을 이용하여 설계하는 방법을 제안한다. 단 디젤기관의 파라미터 K_c , T_f , T_r 값은 정확히 알고 있는 것으로 간주한다.

Fig. 2의 피드백제어계통에서, 목표치에서 제어량까지의 폐회로 전달함수를 $G(s)$ 라 하면

$$G(s) = \frac{1}{1 + G_c^{-1}(s) G_p^{-1}(s)} \text{ 이다}$$

여기서

$$G_p(s) = \frac{K}{(1 + T_f s)(1 + T_r s)}$$

$$G_c(s) = -\frac{K_p}{T_i s} (1 + T_i s + T_d s^2) \text{ 이다}$$

여기서 K_p : 비례감도, T_i : 적분시간, T_d : 미분시간의 값들을 각각

$$T_i = T_f + T_r, \quad T_d = \frac{T_f T_r}{T_i}, \quad K_p = \frac{T_i}{KT} \text{ 로}$$

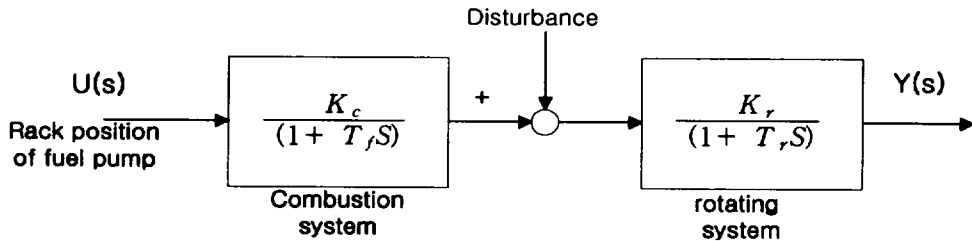


Fig. 1. Modeling of a diesel engine.

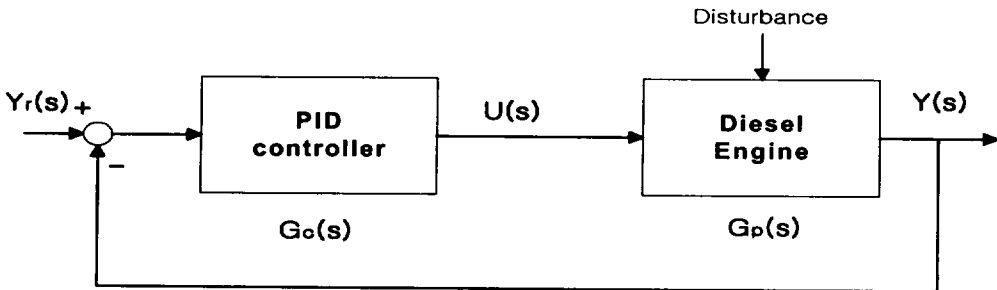


Fig. 2. Speed control system of a diesel engine.

결정하면

피드백제어시스템의 폐회로 전달함수 $G(s) = \frac{1}{1+Ts}$ 이 된다.

디젤기관에 대한 적응 속도제어 시스템 설계

모델매칭법에 의하여 PID제어기의 파라미터 값을 결정해 주려면 디젤기관의 운전조건이 바뀌어질 때 마다 그 파라미터 값을 추정하여 재조정해주는 적응제어를 행하여야 한다 (양, 1992; Harlang and Gill, 1973).

적응제어의 방법에는 여러 가지가 있으나 최소오차 자승법을 이용하여 디젤기관의 운전데이터로부터 디젤기관의 파라미터를 연속적으로 추정하고, 그 값에 따라 제어기의 파라미터를 On-line으로 재조정해주는 자기동조형 적응제어 시스템을 구성하고자 한다.

디젤기관의 입출력 데이터로부터 연속형 파라미터 K, T_f, T_r 값을 직접적으로 추정하는 것은 매우 어려우므로 본 연구에서는 연속형 모델을, 샘플링간격시간 h 의 이산치 모델로 변환하기로 한다.

$$y_1 = -a_1 y_{i-1} - a_2 y_{i-2} + b_1 u_{i-1} + b_2 u_{i-2}$$

단,

$$u_i = u(ih), \quad y_i = y(ih),$$

$$a_1 = -(e^{-h/T_f} + e^{-h/T_r}),$$

$$a_2 = e^{-h(1/T_f + 1/T_r)}$$

$$b_1 = K(1 + a_1 + C),$$

$$b_2 = K(a_2 - C),$$

$$K = K_c K_r,$$

$$C = \frac{T_f e^{-h/T_r} - T_r e^{-h/T_f}}{T_r - T_f}, \quad (T_r \neq T_f)$$

h = sampling time

여기서, K 는 전체시스템의 정상이득, T_f 는 연소계통의 시정수, T_r 은 회전계통의 시정수이다.

디젤기관의 입력 u_i 는 정확히 측정할 수 있다고 가정하고, 측정값 z_i 는 출력값 y_i 에 평균값이 0이고, 분산이 σ^2 인 정규분포 $N(0, \sigma^2)$ 의 측정잡음 v_i 가 부가된 것으로 한다.

디젤기관의 파라미터를 추정하는 방법은 여러 가지 있을 수 있으나, 본 연구에서는 입출력 데이터로부터 이산치형 파라미터 a_1, a_2, b_1, b_2 를 최소 오차 자승 추정법에 의해서 연속적으로 추정하는 방법을 사용하였다.

이산치형 파라미터를 벡터 x , 즉 $x^T = (a_1, a_2$

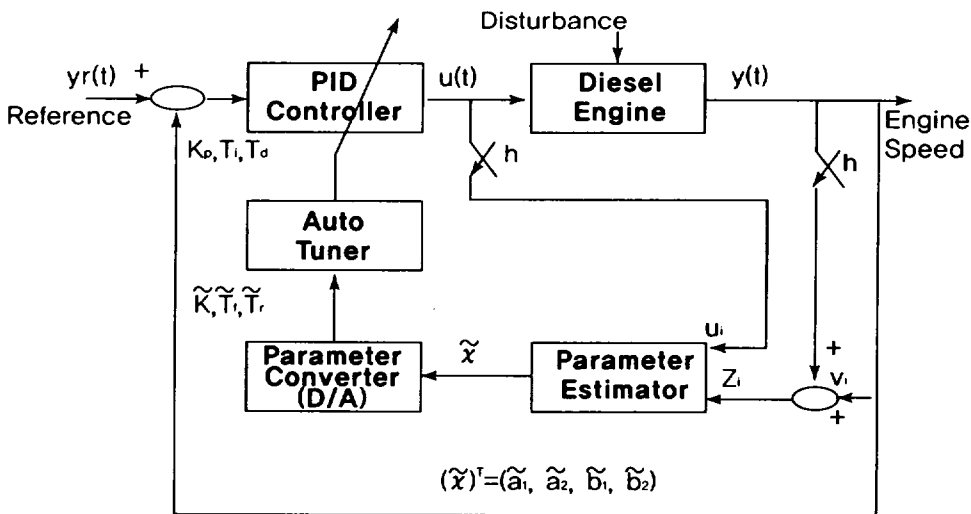


Fig. 3. Adaptive speed control system of a diesel engine.

b_1, b_2)로 정의하고, 디젤기관의 입출력데이터 $u_1, u_2, \dots, u_i, z_1, z_2, \dots, z_i (i \geq 6)$, 까지를 이용한 최소자승법에 의한 x 의 추정치, 즉 평가함수 $F(x) = \|Z_i - H_i x\|^2$ 의 값을 최소화하는 x 의 값을 \tilde{x} 라하면 $\tilde{x} = (H_i^T H_i)^{-1} H_i^T Z_i$ 이다.

여기서

$$H_i = \begin{bmatrix} -z_2 & -z_1 & u_2 & u_1 \\ -z_3 & -z_2 & u_3 & u_2 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -z_{i-2} & -z_{i-3} & u_{i-2} & u_{i-3} \\ -z_{i-1} & -z_{i-2} & u_{i-1} & u_{i-2} \end{bmatrix} \text{matrix.}$$

$$z_i^T = [z_3, z_4, \dots, z_i]$$

이의 반복적인 형태는 다음과 같다.

$$\tilde{x}_i = \tilde{x}_{i-1} + P_{i-1} h_i$$

$$(h_i^T P_{i-1} h_i + 1)^{-1} (z_i - h_i^T \tilde{x}_{i-1})$$

$$P_i = (H_i^T H_i)^{-1} = P_{i-1}$$

$$- P_{i-1} h_i (h_i^T P_{i-1} h_i + 1)^{-1} h_i^T P_{i-1}$$

$$z_i = h_i^T x + v_i$$

$$h_i^T = [-z_{i-1}, -z_{i-2}, u_{i-1}, u_{i-2}]$$

여기서 $i=7, 8, 9, \dots$

적응속도제어계통의 안정성

피드백제어계통에 특성방정식은 $1 + G_c(s) G_p(s) = 0$ 이고 $G_c(s), G_p(s)$ 이 값들을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{T_i T_f T_r}{K K_p} s^3 \\ & + \left[\frac{T_i}{K K_p} (T_f + T_r) + T_i T_d \right] s^2 \\ & + \left(\frac{1}{K K_p} + 1 \right) T_i s + 1 = 0 \end{aligned}$$

지금 디젤기관의 동작점에 있어서 각 파라미터를 T_f, T_r, K_o 라하고 여기에 매칭하여 PID제어의 파라미터값과 파라미터 변동률 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$T_i = T_f + T_r, T_d = T_f T_r / (T_f T_r),$$

$$K_p = T_i / K_o T$$

$$\alpha_1 = \frac{(T_f + T_r) - (T_f + T_r)}{(T_f + T_r)},$$

$$\alpha_2 = \frac{T_f T_r - T_f T_r}{T_f T_r}, \alpha_3 = \frac{K}{K_o}$$

단 $\alpha_1 > -1, \alpha_2 > -1, \alpha_3 > 0$, 동작점에서는

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 0, \alpha_3 = 1$$

윗식을 정리하고 Hurwitz의 안정판별법을 적용하면 디젤기관의 속도제어 계통에 대한 안정조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J = & (T_f + T_r)(1 + \alpha_1) \left[1 + \frac{\alpha_3}{T} (T_f + T_r) \right] + \\ & \left(\frac{\alpha_3}{T} \right)^2 T_f T_r (T_f + T_r - \frac{\alpha_2}{\alpha_3} T) > 0 \end{aligned}$$

계통에 대한 제어성능을 알아보기 위하여 PID제어 시스템에서 일순전달함수의 주파수 전달함수는 다음과 같다.

$$G_c(j\omega) G_p(j\omega) = \frac{\frac{K}{K_o} (1 + j\omega T_f)(1 + j\omega T_r)}{j\omega T (1 + j\omega T_f)(1 + j\omega T_r)}$$

주파수 전달함수의 이득 (M), 위상 (ϕ), 위상여유 (ϕ_g), 이득여유 (M_g) 는 각각 다음과 같다.

$$M = \frac{\alpha_3}{\omega T} \sqrt{\frac{(1 - \omega^2 T_f T_r)^2 + \omega^2 (T_f + T_r)^2}{[1 - \omega^2 T_f T_r (1 + \alpha_2)]^2 + \omega^2 (T_f + T_r)^2 (1 + \alpha_1)^2}}$$

$$\phi = \phi_1 - \phi_2 - \frac{\pi}{2}$$

단

$$\phi_1 = \tan^{-1} \frac{\omega (T_f + T_r)}{1 - \omega^2 T_f T_r},$$

$$\phi_2 = \tan^{-1} \frac{\omega (T_f + T_r)(1 + \alpha_1)}{1 - \omega^2 T_f T_r (1 + \alpha_2)}$$

$$\phi_g = |\pi - \phi_c|, M_g = -20 \log_{10} M_c$$

단 $\phi_c : M=1$ 일때의 $\phi, M_c : \phi = -\pi$ 일때의 M

시뮬레이션 및 고찰

Table1은 시험용 디젤기관의 제어이다.

Table 1. Dimensions of B&W 4L80MC

Bore * Stroke * Cycle	800 mm * 2592 mm*2
Pmean	18.11 kg/cm ²
BHP (MCR)	15880BHP (at 83 RPM)
Moment of inertia	27130.27 kg m sec ²
F.O consumption	125 g/BHP h

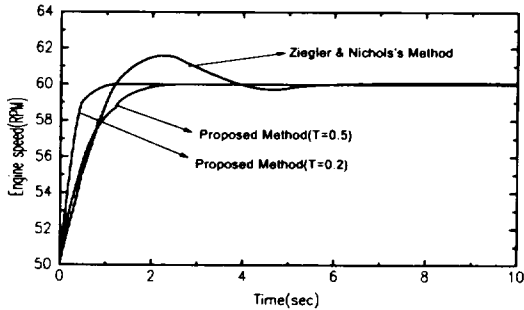


Fig. 4. Comparison of indicial responses speed control system.

Fig. 4 는 B&W 4L80MC 디젤기관에 대하여 RPM 이 60일때의 엔진 파라미터 값에 대하여 PID 제어기의 파라미터를 매칭시키고 샘플링 간격시간 $h=0.05$ (sec). $T=0.2$ 와 0.5 인 경우에 본 논문에서 제시하는 방법에 의한 인디셜 응답과 Ziegler & Nichols의 방법에 의한 인디셜 응답이다. 본 연구에서 제안하는 방법이 안정된 양호한 상태를 보여준다.

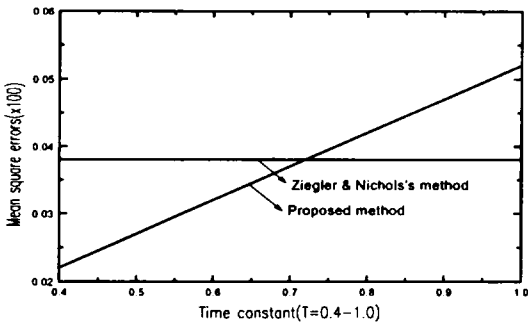


Fig. 5. Comparison of mean square errors

Fig. 5는 $T=0.4$ -1.0의 경우에 본 논문에서 제시하는 방법과 Ziegler & Nichols의 방법과를 비교하여 제어오차의 2승 평균을 도기한 것이고, 제어오차를 기준으로 하여 제어 특성을 평가 할 때에는, 본

논문에서 제시하는 방법이 월등히 우수함을 알 수 있다 ($T<0.71$).

또한 디젤기관의 전 운전 영역에 있어서 안정조건이 성립됨을 수치계산을 통하여 확인 할 수 있다. 예로서 시험용 디젤기관인 B&W 4L80MC 기관에 있어서 동작점을 60RPM으로 하고 여기에 제어기의 파라미터를 매칭시켜 놓고 실제의 RPM 20-100으로 변동하는 경우 정의되는 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 의 값과 안정조건에 대한 평가함수 J 의 값을 수치계산으로 도시하면 Fig. 6과 Fig. 7이 된다. 따라서 디젤기관이 정확히 매칭되지 아니 하였을 경우라도, 제어특성은 다소 열악해 지지만 불안정 해지지는 않음을 알 수 있다.

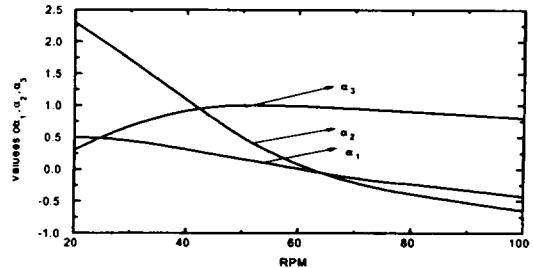


Fig. 6. Values of $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ in operating condition of B&W 4L80MC.

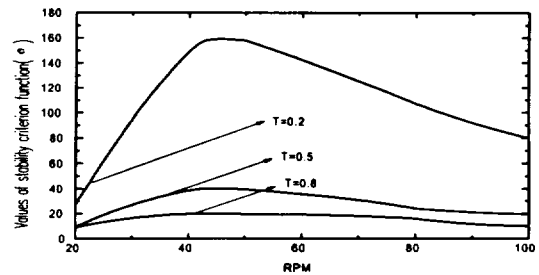


Fig. 7. Values of stability criterion function J in operating condition of B&W 4L80MC diesel engine.

Fig. 8은 회전수 60RPM일때의 디젤기관의 파라미터 값을 이용하여, 모델매칭법에 의하여 제어기의 파라미터값을 설정해 놓고, 실제 RPM이 20-100으로 변하는 경우 위상여유와 Ziegler & Nichols의 방법으로 PID제어기의 파라미터를 조정하였을 때 속도제어 시스템의 위상여유를 도기한 것이다. 제안된 방법

이 위상여유가 훨씬 커서, 제어시스템의 안정성에는 전혀 문제가 되지 않음을 알 수 있다.

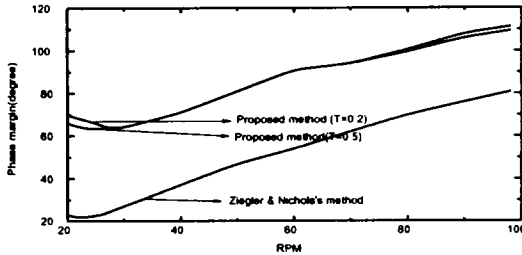


Fig. 8. Comparison of Phase margins.

결 론

이상과 같이 본 연구에서는 PID제어기를 이용하는 디젤기관의 피드백 속도제어시스템에 있어서 피드백 제어시스템의 폐회로 전달함수가 정상이득이 1이고 시정수 T인 1차요소가 되도록 모델매칭법에 의하여 PID제어기를 설계하는 방법을 제안 하였다. 또한 디젤기관의 운전데이터를 이용하여 디젤기관의 파라미터 값을 연속적으로 추정하였고, 이 값에 따라 on-line으로 PID제어기의 파라미터를 조정해주는 디젤기관의 자기동조형 적응속도제어 방법을 이용하여 B&W사의 4L80MC 디젤기관을 시험용 디젤기관으로 선정하고, 시뮬레이션을 통하여 다음의 사항을 확인 하였다.

1. 본 연구에서 제안하는 방법으로 T의 값을 작게 설정 함으로써 오버슈트가 없고 속응성이 빠른 인디셀 응답을 얻을 수 있다.
2. 인디셀 응답에서 Ziegler & Nichols의 방법에 의한 것 보다 평균 2승 제어오차는 $T < 0.71$ 일 경우 작다.
3. 디젤기관의 파라미터 값을 정확하게 파악하지 못 하였을 경우에도 우수한 응답특성을 갖는다.
4. 제어기의 파라미터를 60RPM일때의 디젤기관 파라미터에 매칭하고, 디젤기관의 정격속도가 20-60RPM으로 변화 할 경우 Ziegler & Nichols의 방법은 위상여유가 22° 정도로 작아지는 경우가 있어서 제어성능이 나빠 질 수 있으나 제안된 방법은 전 영역에서 58° 이상이 되어 안정된 시스템이

된다.

그러나 본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 고찰을 행하고 실제의 디젤기관을 이용한 실험을 행하지 못한 것이 아쉬우며, 운전데이터를 이용한 파라미터 추정을 하는 경우에 있어서, 디젤기관의 일정한 입력하에서도 출력 변화하는 경우, 원인이 파라미터 변동인지 또는 외란에 의한 것인지는 연구 과제로 남겨두고, 또한 다른 제어기와의 비교 검토도 필요 할 것으로 사료된다.

참고문헌

Graham D. and R.C. Lathrop. 1953. The Synthesis of optimum transient response, criteria and standard forms. Trans., AIEE 72, Part II: pp. 273-288

Harlang G.E. and K.F. Gill. 1973. Design of a model reference adaptive control for an internal combustion engine. Measurement and Control. 6: 173-176

Ziegler J.G. and N.B. Nichols. 1942. Optimum Settings for Automatic Controllers. Trans. ASME. 64: 759-768

Norcontrol. 1983. Digital governor system DGS8800. Doc. NO. 0759A

Norcontrol. 1985. Digital governor DGS8800 system information

高橋安人. 1949. 自動制御. 科學技術社

北森俊行. 1980. PID制御 システムの設計論. 計測と制御. 19: 382-391

北川正人. 1981. 船舶主機 エンジンの 回轉數制御システムの理論解析. 技報 NO. 61

守田榮之. 1992. ファジィティゼルガバナとその設計. 内燃機關 31: 53-62

梁注鎬. 1992. 自己同調制御에 의한 船舶用 디젤기관에 관한 研究. 한국어업기술학회지. 28: 262-273

韓國船舶機關學會 機關管理委員會. 1978. 선박의 경제 적 運轉관리. 222