論 文

大韓造船學會論文集
第28券 第2號 1991年 10月
Transactions of the Society of
Naval Architects of Korea
Vol.28, No.2, October 1991

경험식을 이용한 선박 소음 예측법

김경면*, 김노성**, 강현주***, 김재승****

An Empirical Noise Prediction on Board

by
Gyung M. Kim*, Nho S. Kim**, Hyun J. Kang*** and Jae S. Kim****

요 약

본 고에서는 Janssen 등에 의한 일련의 경험적인 간이 소음 예측법들을 소개하고 최근 실적선들의 시운전 소음 계측치를 근거로 한 새로운 간이 소음 예측법을 소개하고자 한다. 이 방법에서는 M/E, D/G 등의 주소음원을 하나의 소음원으로 치환하고 배의 길이 방향과 수직 방향의 고체음 전달 손실을 구분하여 계산 한다. 수평 방향의 전달 손실은 늑골의 수와 갑판의 수에 함께 영향을 받는다. 모든 대상 선실은 같은 음향학적 특성을 갖도록 표준화 하였고, 이를 선실의 소음 계측 및 해석 결과를 비교하였다.

Abstract

The methods of prelimiuary noise prediction by Janssen, Buiten, etc are introduoed. The distribution of noise levels in newly built ships are investigated. A new procedure for noise prediction is proposed which reflects the results of the investigations. The dominant noise souroes(M/E, D/G) are regarded as one virtual source. The structureborne transmission loss are divided into vertical and horizontal components and the latter component depends on the number of decks as well as the number of frames. The all considered cabins are standardized with typical cabins which have the same acoustic properties. The measured and predicted noise levels are compared in the tables.

발표 : 1990년도 대한조선학회 추계연구발표회 ('90. 11. 10.)
접수일자 : 1990년 12월 17일, 재접수일자 : 1991년 4월 17일
* 정회원, 현대건설(주)기술연구소
** 정회원, 대우조선공업(주)
*** 한국해사기술연구소
**** 정회원, 한국해사기술연구소

1. 서 론

선박의 초기 설계 단계에서 선박의 주요치수 등 비교적 간단한 데이터로 소음예측을 수행하고 이 결과를 선박의 추진장치 설치 및 거주구 배치에 고려하게 되면 선박 건조후에 발생할 수 있는 소음 문제를 효과적으로 예방할 수 있다.

선박의 소음 예측은 소음원의 수준(source strength), 소음 전달손실(transmission loss), 수음실 효과(receiving effect)등을 평가함으로써 가능한데 이들은 주로 실적선 계측치를 근거로 한 각종 경험식이나 유한 요소법(FEM), 통계적 에너지 해석법(SEA), 도파관 이론(Wave Guide Theory)[1]등에 의하여 평가된다. 선박의 초기 설계에 이용 할 수 있는 간이 소음예측에는 이들의 평가를 dB(A)수준으로 비교적 간단히 처리하며 상세한 소음예측에는 옥타브 밴드별 수준 평가가 필요하다.

본고에서는 Janssen등에 의한 일련의 경험적인 간이 소음예측법들을 소개하고 최근 실적선들의 시운전 소음 계측치를 근거로 한 새로운 간이 소음 예측법을 제시하고자 한다.

2. Janssen의 소음 예측법

Janssen과 Buiten[2]은 대형 선박의 초기 설계시 거주구의 소음을 예측하고 여러방음 대책들 간의 타당성을 비교할 수 있는 방법을 제시하였다. 선박에 탑재 되는 각종 장비들의 소음이 거주구에 미치는 영향을 두 성분(인접 지역의 공기음에 의한 성분과 선체를 따라 전파하는 고체음이 거주구에서 방사되는 성분)으로 분리하여 계산하였으며 계산에 필요한 각종 데이터는 대형 여객선의 실선 계측을 통하여 평가한 값을 테이블화 하여 이용하였다. 그 특성은 아래와 같다.

(1) 선박의 소음원으로 디젤엔진(주 추진 기관 및 발전기), 감속기어, 프로펠러, 선수 트러스터(bow thruster)를 고려 하였다.

(2) 경험식으로 소음원의 공기음 수준을 구하고 이를 경험 데이터로 보정하여 소음원의 고체음 수준 스펙트럼(one octave band)을 추정한다.

(3) 선체를 따라 전파하는 고체음은 횡늑골(frames) 혹은 갑판(decks)을 통과할 때 일정한 손실이 발생한다고 가정하고 식(1)로 표현하였다.

$$TD = C_{1m} + C_{2n} \quad dB \tag{1}$$

TD = 소음원과 선실사이의 고체음 전달손실

m = 소음원과 선실 사이의 횡늑골수

n = 선실이 위치하는 갑판 번호 (Tank Top=0)

C_1=1.0(소음원이 기계장비인 경우) 혹은, 0.57(소음원이 프로펠러인 경우)

C_2 = 5(n < 5일때) 혹은, 2+12/n(n>4일때)

Suhara[3]는 대형 탱커선 2척의 실선 계측을 통하여 식(1)을 식(2)로 개선하였다.

$$TD = C_{1m} + (C_{21}n_1 + C_{22} + C_{23}n_2) + C_3 + k \quad dB \tag{2}$$

m=소음원과 선실사이의 횡늑골수

n_1=소음원과 상갑판(upper deck)사이의 갑판수

n_2=상갑판과 선실사이의 갑판수

C_1=횡늑골 손실계수(one octave band)

C_{21}=상갑판 아래의 갑판손실계수(one octave band)

C_{22}=상갑판 손실계수(one octave band)

C_{23}=상갑판 위의 갑판손실계수(one octuve band)

C_3=선박의 가로방향(athwartship) 손실계수

k =0;enclosing engine casing type accommodation

5;separate engine casing type accommodation

식(2)는 식(1)과 달리 C_1들이 옥타브 밴드별로 변하는 값을 가지게하여 고체음 전달손실의 주파수 의존성을 고려하였고 거주구와 engine casing의 연결여부에 따라 다른값을 가지

게 하였다. 또한 고체음의 갑판 손실을 상갑판의 상하에 각각 다르게 적용하였다.

Buiten과 Aartsen [4]은 위의 방법들을 간소화하여 옥타브 밴드별 변화하는 상수들을 dB(A) 소음 수준 계산에 적합하도록 일원화(single number)하고 표준 선실(standard cabin)개념을 도입하여 소음원의 공기음 수준이 고체음으로, 이 고체음이 손실없이 표준 선실내에 전달되어 방사(radiation), 흡음(absorption)되는 효과 등을 단일 상수(Ce)로 표현하였다. 이 소음 예측법에 대하여 아래에 기술 하였다.

(1) 선실 소음은 아래 5가지 성분의 합으로 결정된다.

- 주 추진 기관(propulsion diesel engine)의 영향
- 감속 기어(reduction gear)의 영향
- 프로펠러의 영향
- 발전기(diesel generator)의 영향
- 기관실(engine room)내 공기음의 영향

(2) 디젤엔진(주 추진기관, 발전기)에 의한 선실 소음 성분은 식(3)으로 계산된다.

$$L_A = L_A(1m, ff) + C_e - TD(hor) - TD(vert) - IL(engine) - IL(acc) \quad dB(A) \qquad (3)$$

TD(hor)=0.5k(단, k는 소음원과 선실사이 횡늑골수)

TD(vert)=갑판번호에 따른 손실(Table 1 참조)

Ce=표준 선실 효과 계수(Table 2 참조)

IL(engine)=engine mounting의 감음 효과(Table 2 참조)

IL(acc)=거주구 지지부의 감음 효과(Table 2 참조)

$L_A(1m, ff)$=자유 음장(free field)에서의 소음원의 공기음 수준

$$= 5.5 \text{ Log } \left(\frac{Ne}{1MW}\right) + 10 \text{ Log } \left(\frac{ne}{1Hz}\right) - 30 \text{ Log } \left(\frac{ne}{n}\right) + 90 \quad dB(A) \qquad (4)$$

Ne=회전수(ne Hz)에서 엔진의 파워(MW)

n=실제 회전수(Hz)

(3) 감속 기어에 대한 기술은 본고에서 생략함.

(4) 프로펠러에 의한 선실 소음 성분은 식(5)에 의한다.

$$L_A = 20 \text{ Log } N_P + 23 \text{ N}/N_P - ak - TD(vert) - IL(acc) + 43 \quad dB(A) \qquad (5)$$

N_P=프로펠러들의 총 파워(MW)

N=실제 파워(MW) (단, $0.7N_P$(MW)보다 커야함)

a=0.2(k<11일때) 또는 0.4(k>10일때)

k=프롤펠러와 선실사이의 횡늑골수

TD(vert), IL(acc)=Table 1,2 참조

(5) 기관실 공기음에 의한 선실 소음 성분은 식(6)으로 계산된다.

$$L_A = L_A(1m, ff) - 0.002V + 0.7(1+b) - IL(air) - 36 \quad dB(A) \qquad (6)$$

$L_A(1m, ff)$=기관실내 소음원의 공기음 수준

V=기관실의 체적(m^3)

l, b=소음원의 길이 및 폭(m)

IL(air)=0 (표준 선실), 또는

11 (floating floor), 또는

25이상(resiliently mounted deckhouse)

Table 1 Vertical transfer level difference TD (vert) in dB (A)

Number of deck above tank top		1	2	3	4	5
diesel engines, reduction gears	passenger ships	5	9	16	20	23
	freighter, hopper −suction dredgers	4	7	11	15	18
	bulk carriers	−	−	−	12	13
propellers (all ships)	1<k<11	4	7	10	12	14
	k>10	2	4	7	9	11

Table 2 Insertion losses of acoustical measures and values of Ce in dB (A)

acoustical measures	diesel engine 1.5 −4	6 −10	12 −20 (rev./sec)	red. gear	pro - pel - ler
−IL(engine) resilient mounted	−	13 −15	8*	15	−
−IL(acc.) floating floor	5	5	6	6	4
floating floor +additional measures resiliently mounted D/H	10	10	10	10	7
	10	10	10	10	10
C_e	−24	−22	−14	−23	−

* low level when the engine is fitted close to the hull or tank top

3. 실적선의 소음 계측치 분석

선박 소음은 그 선박을 건조한 시기와 장소(Builder)에 따라 큰 차이를 보이는데 이는 Maker측의 저소음 제품 개발, 선박 설계기술 및 건조 공법의 개발 등에 기인하기 때문이다. 최근 국내 한 조선소에서 건조된 대형 선박들의 소음 분포 경향을 조사하고 기존의 예측법과 비교하여 새로운 간이 소음 예측법을 도출하고자 한다.

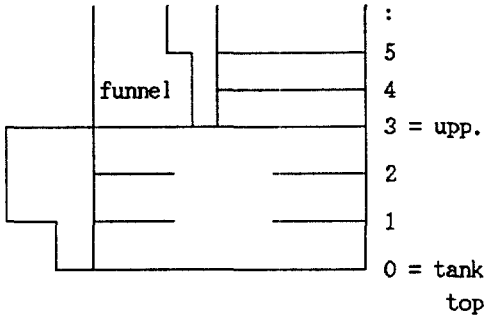
3.1 데이터 선정

대상 실적선은 Table.3과 같은 재화 중량이 약 40,000톤 이상, 280,000톤 이하이며 선미부에 거주구가 위치 한 대형 상선들이다. 이 선박들의 대표적인 종단면을 Fig.1에 나타내었으며 각 갑판에 일련 번호를 부여 하였다.

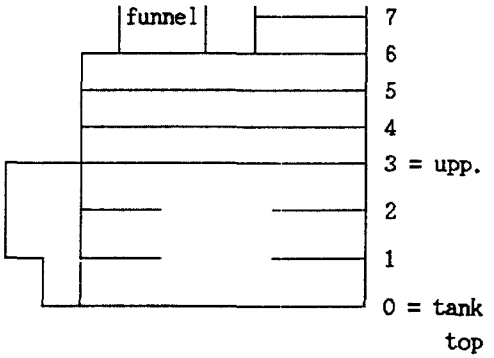
선실 선정에서 주 소음원(Main Engine, Diesel Generator, 프로펠러)의 고체음이 주 소음 성분으로 나타나는 선실만을 고려하기 위하여 galley, wheel house 등은 제외 하였으며 특별한 방음 시설(floating floor, 등)이 처리된 선실도 제외 하였다.

Table 3 Ships for investigation

type of ship	numbers of ships
bulkcarriers	12
tankers	8
container	6
total	26 (505 cabins)



a) separate engine casing type



b) enclosing engine casing type

Fig. 1 The number of decks

3.2 데이터 분석 결과

3.2.1 갑판에 따른 소음 분포

대표적인 선박 2척의 갑판 변화에 의한 소음 분포(동일한 횡늑골위에서)를 Fig.2에 보였다. 상부 갑판으로 갈수록 소음 수준이 낮아지며 감소분(level difference) 또한 줄어 든다. 최상 갑판에서 소음 수준이 오히려 증가 하는 이유

는 소음원의 고체음외에 선실의 HVAC, Engine casing의 배기 가스 등에 의한 공기음 영향을 받기 때문이라 추정된다.

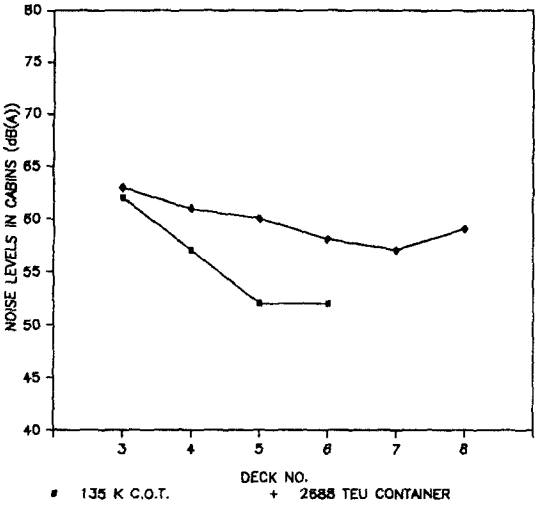


Fig. 2 Noise level distributions with deck no.

3.2.2 소음원과 선실사이의 횡늑골수에 따른 소음 분포

주 소음원(M/E, D/G, 플로펠러)과 선실사이의 횡늑골수 변화에 따른 선실 소음 분포를 조사 하였다. D/G와 선실사이의 횡늑골수에 따른 소음 분포를 Fig.3에 보였는데 소음원 인접 지역에서는 동일한 횡늑골차 일지라도 갑판에 따라 그 소음 감소량이 다르게 나타난다. 즉 고체음의 횡늑골 손실이 횡늑골수 뿐만 아니라 갑판 번호에 의해서도 영향을 받음을 알 수 있다.

그외 소음원들과 선실사이의 횡늑골수에 따른 선실 소음 분포는 그 경향을 파악하기 어려웠는데 이는 M/E이 거주구가 위치한 대부분의 횡늑골위에 걸쳐 설치되어 있으며 프로펠러는 선실과 충분한 거리를 두고 있기 때문이라 추정 된다.

3.2.3 소음원과 선실사이의 직선거리에 따른 소음 분포

주 소음원들과 선실과의 등가직선거리(K)에

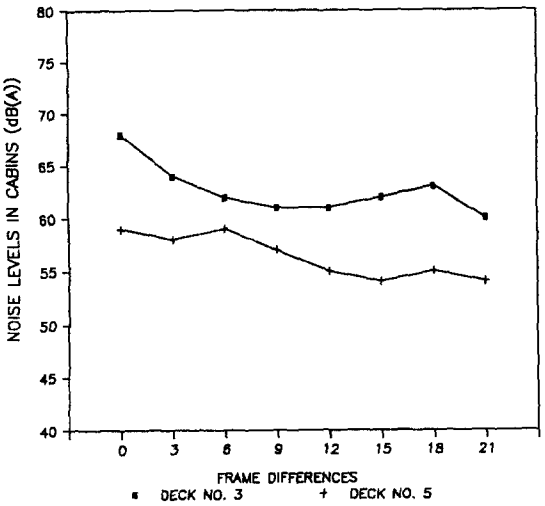


Fig. 3 Noise level distributions with frames

따른 소음분포를 Fig.4에 보이며 분포 특성은 아래와 같다. 단, 등가직선거리(K)는 식(7)과 같이 모든 선박의 갑판 간격과 횡늑골 간격을 표준화 시킨 경우의 직선거리를 말한다.

$$K=((4.0 * d)^2 + (0.8 * f)^2)^{1/2} \quad (m) \qquad (7)$$

d = 소음원과 선실사이 갑판수

f = 소음원과 선실사이 횡늑골수

(1) 프로펠러와의 직선거리에 따른 선실 소음 변화는 거의 없어 대상 실적선의 경우 프로펠러 영향이 적은 것으로 판단된다. 이는 실적선들이 저속 대형선이기 때문이라 추정된다.

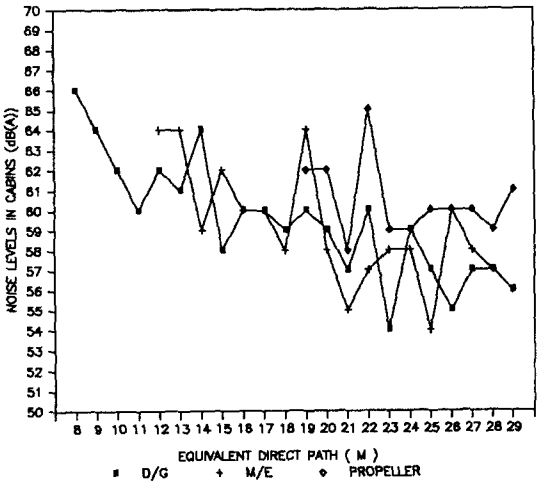


Fig. 4 Noise level distributions with equivalent direct path

(2) M/E과의 직선거리 및 D/G와의 직선거리에 따른 소음 분포는 그 경향과 크기가 유사하여 두 소음원들이 해당 선실에 동일한 영향을 준다고 추정할 수 있다. 두 소음원들의 중앙에 위치하는 하나의 가상 소음원을 가정하고 소음원과 선실과의 직선거리(K_V)에 따른 선실 소음 분포를 Fig.5에 보였다. 이때 Kv는 식(8)로 정의 된다.

$$Kv=\frac{\left((4.0*d1)^2+(0.8*f1)^2\right)^{\frac{1}{2}}+\left((4.0*d2)^2+(0.8*f2)^2\right)^{\frac{1}{2}}}{2}\ (m) \qquad (8)$$

d1=M/E과 선실사이 갑판수

d2=D/E과 선실사이 갑판수

f1=M/E과 선실사이 횡늑골수

f2=D/E과 선실사이 횡늑골수

Fig.5의 분포 특성을 식(9)의 3차원 방정식으로 표현 할 수 있었다.

$$y=0.0005\ Kv^3-0.0106\ Kv^2-0.6255\ Kv+71.6221 \qquad (9)$$

단, y=선실의 소음 수준(dB(A))

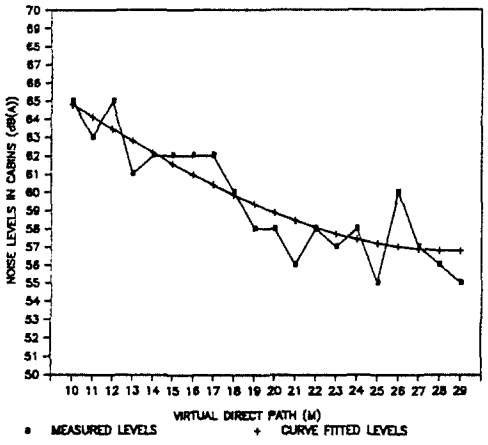


Fig. 5 Noise level distributions with virtual direct path

4. 새로운 간이 소음 예측법

실적선의 분석 결과에 따라 선박의 새로운 간이 소음 예측법을 식(10)에 보였다.

$$L_A=L_A(1m,ff)+Ce-TLv(D)-TL_H(K) \quad dB(A) \qquad (10-a)$$

$$L_{PRED}=10*LOG\left(\frac{L_A(M/E)}{10}+10\frac{L_A(D/G)}{10}\right) \quad dB(A) \qquad (10-b)$$

두 소음원 (M/E, D/G)의 공기음 수준(L_A(1m, f f))계산과 표준 선실 효과 계수(Ce)는 기존의 Buiten−Aartsen 방법을 따른다.

식(9)에서 우변의 상수항을 소음원 수준, 선실의 방사, 흡음 효과를 포함한다고 가정하면 우변의 나머지 항들은 직선거리에 따른 고체음 전달손실을 나타내게 되어 식(11)을 정의 하였다.

$$TL_H(K)=-0.0005\ K^3+0.0106\ K^2+0.6255\ K\ \ dB(A) \qquad (11)$$

위의 $TL_H(K)$는 고체음의 수평 전달손실이 횡늑골수 뿐만 아니라 갑판 번호에 따라서 변화하는 특성을 반영한다.

수직 전달손실(TLv)은 Table 4과 같이 2가지 형태의 선박으로 구분(Engine casing 내장형 및 분리형 거주구)하여 평가한다.

5. 계 산 예

최근에 건조된 대표적인 선박 3척에 대하여 시운전시의소음 계측치, Buiten−Aartsen법에 의한 예측치, 식(10)에 의한 예측치를 Table 5−7에 비교 하였다.

Table 4 The values of TL v

deck level difference	1	2	3	4	5	6	7	8
separate type	10	16	20	23	22	20	−	−
enclose type	10	16	18	18	18	17	17	17

Table 5 The measured and predicated noise levels of 280K Crude oil tanker

No	cabin dk no	cabin for no	meas. (sea trial)	predicted Buiten−Aart.	err	predicted New Method	err
1	3	39	62	−	−	68	6
2	4	39	59	79	20	61	2
3	4	51	50	76	26	60	10
4	5	41	55	79	24	56	1
5	5	51	52	75	23	55	3
6	6	51	49	−	−	54	5

Table 6 The measured and predicted noise levels of 40 K Product carrier

No	cabin	meas.	predicted			
	dk for no no	(sea trial)	Buiten – Aart.	err	New Method	err
1	3 34	52	–	–	60	5
2	4 31	55	74	19	56	1
3	4 44	50	68	18	52	2
4	5 31	52	73	21	51	1
5	5 44	50	67	17	49	1
6	6 31	54	–	–	51	3
7	6 44	51	–	–	50	1

Table 7 The measured and predicted noise levels of 2688 TEU Full Container

No	cabin	meas.	predicted			
	dk for no no	(sea trial)	Buiten – Aart.	err	New Method	err
1	3 38	63	–	–	65	2
2	4 40	61	75	14	61	0
3	4 47	63	74	11	61	2
4	5 45	58	74	16	58	0
5	6 48	58	–	–	56	2
6	6 38	57	–	–	56	1
7	7 38	57	–	–	56	1
8	7 48	58	–	–	56	2
9	8 39	59	–	–	55	4
10	8 47	56	–	–	56	0

6. 결 론

이상으로 부터 아래 결론을 얻었다.

(1) M/E, D/G는 유사한 크기로 선실 소음에 영향을 미친다.

(2) 저속 대형선인 경우 프로펠러는 선실 소음에 큰 영향을 미치지 않는다.

(3) 최상 갑판에 가까와지면 주소음원이 아닌 기타 소음원들의 공기음이 선실 소음에 영향을 미친다.

(4) 고체음의 수평 전달손실은 횡늑골수 뿐만 아니라 갑판 위치의 영향도 받는다.

(5) 기존의 간이 소음 예측법을 최근의 실적선에 적용한 결과 11–26 dB(A)정도의 높은 오차를 보인다.

(6) 새로운 간이소음 예측법을 적용한 결과 5 dB(A) 이내의 근소한 오차를 나타낸다.

(7) 경험식에 의한 간이 소음 예측법은 선박 건조 시기나 조선소에 따라 개선할 필요가 있다.

향후 아래 요소들의 연구가 이루어져 간이 소음 예측법을 보완해야 할 것이다.

- –정도 높은 소음원의 고체음 수준 평가
- –고체음 전달손실의 이론적 해석을 통한 정량분석
- –Mountings의 탄성지지에 의한 고체음 손실평가
- –선실의 종류에 따른 고체음 방사 및 흡음 효과 평가

참 고 문 헌

[1] Kim, Suk W.,Kim, Jae S.,Kim, Keuk C., "Attenuation of Structureborne Noise Using Wave Guide Theory", S.N.A.K., Vol.27, No.2, 1990.

[2] Janssen, J.H.Buiten, J.,"On Acoustical Designing in Naval Architecture", Inter–Noise 73, 1973.

[3] Suhara, J.,"Analysis and Prediction of Shipboard Noise", PRADS, 1977.

[4] Buiten, J., Aartsen, H.,"Simplified Method for Predicting Sound Level A in Accommodation Spaces Aboard Sea–going Motorships", Inter–Noise 79, 1979.

[5] Buiten, J., "Experiences with Structureborne Sound Transmission in Sea–going Ships", ISSA 76, 1976.

[6] Kihlman, Tor Juha Plunt, "Prediction of Noise Levels in Ships", ISSA 76, 1976.