研究

模型試験に基づくプロペラキャビテーション雑音レベルの予測*

岡村 尚昭**

(石川島播磨重工業㈱技術研究所)

浅野 利夫***

(石川島播磨重工業㈱船舶海洋事業本部)

(平成3年9月26日受付け)

This paper deals with prediction of cavitation noise of full scale ship's propeller from model experiment and its comparison with full scale measurements performed on two ships, a cargo liner and a training ship. It is proposed to estimate separately the tonal noise and the broadband noise because of their different mechanisms of noise generation. The acoustic-mechanical reciprocity principle is applied for estimating the tonal noise, and for the broadband noise a semi-empirical formula is applied for estimation in low frequencies. Full scale measurements on actual ship were arranged to acquire far-field noise and to eliminate extraneous noise reflected from sea surface. The comparison between predictions and full scale measurements has shown agreement amply proving that the proposed method of cavitation noise prediction is valid for practical purposes.

1. はじめに

海洋調査・開発にたずさわる船や艦艇及び漁船などでは、音源探査、水中通信、水中物体の探知などのため水中音響機器を用いるが、その音響機器の障害となっているものに船の水中放射雑音があり、近年これをいかに低減するかが重要な課題となっている¹⁻⁵⁾。

本論文では、船の水中放射音の中で最大の雑音源であるプロペラキャビテーション雑音に焦点を絞りその音源の強さ、すなわちソースレベルを精度よく予測、計測する方法を考察する。なお、ここでソースレベルとは自由音場におけるプロペラの遠距離雑音を、音源中心から1mの距離に換算した音圧レベルである。

プロペラキャビテーションによる放射雑音は通常成因によって次の2つに分類⁶⁻⁹⁾できる。

1. プロペラが船尾伴流中で作動するため発生する、非定常なキャビティの体積変化に起因した“音色のある雑音⁶⁾”(翼周波数の線スペクトルとその高調波線スペクトルからなる雑音で、以降“音色雑音”と呼ぶ)。
2. 多数のキャビテーション気泡が個々にランダムに崩

壊することにより発生する、連続スペクトルからなる“広帯域雑音”。

これらの特性を持つプロペラ雑音の予測法としては、キャビテーション水槽や減圧試験水槽における模型試験による方法と、理論計算による方法があり、現在は前者が主で後者はまだ実施例も少なく予測法としてまだ不完全な状態にある。

模型試験法についてみると、特性の異なる音色雑音と広帯域雑音をそれらの特性にあわせて計測する必要があるが、現状は各水槽でそれぞれ異なった方法がとられており試験法として統一されていない。また、水槽において音響計測を行う場合、一般に低周波数域では水槽の背景雑音レベルが高いためS/Nが低い、水槽は閉ざされた非常に残響性の高い音場であるなどの問題があるが、これらの問題を十分吟味していないことが多い。模型音圧レベルを実船レベルに換算する尺度修正法に関しても、既発表論文⁴⁻⁵⁾、¹⁰⁻¹²⁾をみると、音色雑音と広帯域雑音に分けて行うケース、周波数域を幾つかに分けて行うケース、全体を一つの修正式で修正するケースがあるなど統一されていないのが現状である。

予測結果を検証する実船データは信頼性と精度が必要であるが、予測との比較を示した今までの実船計測例³⁾ ^{5), 10), 11), 13)}をみると、海面からの反射波の影響(Lloyd Mirror 影響⁷⁾)が考慮されてなかったり、近距離音場で計測したりして計測精度上問題を含んでいる。

* Prediction of propeller cavitation noise level based on model tests.

** Naoaki Okamura (Research Institute
Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.)
Toshio Asano (Ship & Offshore
Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.)

本論文では模型試験に基づいた新たな予測法と精度のよい実船計測法を示すと共に、2隻の船について実際に予測と実船計測を行い、提案した推定法の評価を行う。

2. 模型試験に基づくプロペラキャビテーション雑音の推定法

キャビテーション水槽における模型試験結果から実船のプロペラキャビテーション雑音を推定する試みは、今までにいくつか見られるが^{3-5), 10), 11), 13)}、その方

図1 模型試験により実船プロペラのキャビテーション雑音を推定するフロー

L_S: ソースレベル, SPL: 音圧レベル
N: 翼数, k: 正整数
n_M: 模型プロペラ回転数, f_p: ピーク周波数
添字 1 & 2: 音色雑音 & 広帯域雑音

法はまだ十分確立されてはいない。例えば、ITTC でも指摘されているように¹⁴⁾、非常に残響性の高い水槽内での音響試験に重要な水槽-自由音場間の伝達関数の考慮、適正な尺度修正法、質の高い実船データとの比較検討などの課題が残されている。そこで、ここでは以上のような問題点の改善を意図した模型試験による推定法を提案する。

プロペラキャビテーション雑音は前述のように音色雑音と広帯域雑音の2つの基本タイプに分けられるので、以下ではこれらの両タイプの雑音をそれぞれの特性に基づいて模型試験により推定する方法を述べる。その推定のフローを図1に示す。

2.1 音色雑音の推定

(1) 模型試験法

模型試験において、音色雑音の周波数は通常100~600 Hz程度と低くその波長は15~2 mのオーダーであり、この波長は通常のキャビテーション水槽、例えばIHI水槽¹⁵⁾の計測部サイズ600×600 mmに比べはるかに大きい。また、水槽の背景雑音も一般に低周波域で高くなる。このため、通常的水槽で模型試験により直接、音色雑音を精度よく計測することは難しい。

そこで、非定常キャビティの体積変化に起因する音色雑音を計測、推定するにあたり、音響的観点からその特性を再考する。音色雑音の最低次周波数である翼周波数は通常、実船で5~10 Hzのオーダーであるからその5次までの音色雑音の波長は30 m以上であり、プロペラの直径はこれに比べて十分小さい。また、実船プロペラのキャビティの体積(1翼)は、ステレオ写真を用いた実測¹⁶⁾によると大型タンカーで約0~2.5×10⁶ mm³の変化を示しており、これを球におきかえると最大直径が170 mmの球形キャビティに相当する。また青雲丸の実船試験例¹⁷⁾ではこれが各々、0~14×10⁶ mm³、直径300である。音源のサイズをこのオーダーと考えるとそれは音色雑音の波長に比べ十分小さく、従って音色雑音の発生機構はモノポール、すなわち音の波長に比べそのサイズが十分小さいバブルの体積変動によるものと考えることができる。

このように、音色雑音はモノポールの音源によるもので、これはプロペラ起振力と言うプロペラ変動圧力に相当し、その圧力は水槽壁上の各点で位相がそろい壁に大きな力を及ぼす。しかしその他のプロペラ荷重や翼の肉厚等による雑音はダイポールの雑音であり、その圧力は壁面上の場所によって位相が異なるため、全体として打ち消しあって起振力としては小さくなる。

そこで、ここでは問題の多い音響計測に代えて音響機

械的相反原理¹⁸⁾に基づき、音色雑音により振動する水槽計測部観測窓の加速度を計測する方法を用いる。プロペラ作動時の観測窓のある点の加速度を a_1 とし、またプロペラ停止状態でその加速度計測点に加振力 F_2 を加えた時プロペラ位置で計測した受波音圧を P_2 とする。すると音響機械的相反原理により、プロペラキャビティの体積 V_c の変化率即ち体積速度 dV_c/dt は次式で与えられる。

$$\frac{dV_c}{dt} = \frac{F_2}{P_2} \cdot \frac{a_1}{\omega} \quad (1)$$

一方、モノポールによる放射雑音の音圧 P は次式で与えられる¹⁹⁾。

$$P(r, t) = \frac{\rho}{4\pi r} \cdot \frac{d^2 V_c}{dt^2} \quad (2)$$

ここで、 r : 音源中心からの距離

t : 時間

ρ : 流体密度

また、角速度 ω で変化する体積速度 dV_c/dt のモノポールによる音圧は (2) 式より

$$P = \frac{\rho}{4\pi r} \cdot \omega \frac{dV_c}{dt} \quad (3)$$

となる。ここでソースレベルを L_s とすると、 L_s はその定義より次式で表現される。

$$L_s = 10 \log \langle P^2 \rangle r^2 \quad (4)$$

ここで、 $\langle \rangle$: 自乗平均、 r : in m

$\log : \log_{10}$ = 常用対数 (以下同様)

従って、(1), (3), (4) 式より L_s は次式で計算できる。

$$L_s = 10 \log \left\{ \left(\frac{\rho}{4\pi} \right)^2 \langle F_2^2 \rangle \langle a_1^2 \rangle \langle P_2^2 \rangle \right\} \quad (5)$$

ここでは、 L_s を 1/3 オクターブバンドレベルとし、観測窓は白色雑音で加振してその時の加振力 F_2 と受波音圧 P_2 は 1/3 オクターブバンドでスペクトル解析する。この際、 P_2 の計測はプロペラ円内キャビティ発生域内の代表的な数点で行い、その結果をパワー平均する。本試験装置の概要を図 2 (1) に示す。

(2) 尺度修正法

模型試験をキャビティ形状の相似条件下⁸⁾すなわち、幾何学的相似プロペラ、相似伴流、同一プロペラ前進率、同一キャビテーション数、気泡核・レイノルズ数の補正 (空気含有量・前縁粗度等) で行う。翼周波数は翼数と

プロペラ回転数の積であるから実船と模型の周波数の比 K_1 は次式となる。

$$K_1 = \frac{f_F}{f_M} = \frac{n_F}{n_M} \quad (6)$$

ここで、添字 1 は音色雑音を意味する。

キャビティ体積速度 dV_c/dt はキャビティ体積 V_c と周波数 f の積に比例するから

$$\frac{dV_c}{dt} \sim V f \sim D^3 f \quad (7)$$

と仮定できる。従って、実船と模型の間には次式が成立する。

$$\frac{\left(\frac{dV_c}{dt} \right)_F}{\left(\frac{dV_c}{dt} \right)_M} = \left(\frac{D_F}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{f_F}{f_M} = \lambda^3 \frac{n_F}{n_M} \quad (8)$$

ここで $\rho_F = \rho_M$ と仮定すると、(3), (8) 式より実船と模型のソースレベルの差 ΔL_1 は次式となる。

$$\begin{aligned} \Delta L_1 &= L_{sF} - L_{sM} \\ &= 10 \log \left\{ \left(\frac{\rho_F}{\rho_M} \right)^2 \left(\frac{n_F}{n_M} \right)^4 \lambda^6 \right\} \\ &= 10 \log \left\{ \left(\frac{n_F}{n_M} \right)^4 \lambda^6 \right\} \end{aligned} \quad (9)$$

2.2 広帯域雑音の推定

(1) 模型試験法

キャビテーション水槽で、プロペラキャビテーションによる広帯域雑音を計測する場合の大きな問題として下記が挙げられる。

1. 受波器が音源に近い場合、近距離雑音を大きく計測し、目的とする遠距離雑音と異なってくる。
2. 水槽囲壁からの反射音も同時に計測するため、目的とする自由音場音とは異なってくる。
3. 低周波数域では水槽計測部寸法や音源—受波器間の距離に比べ波長が大きくなり意味のある計測が困難となる上、背景雑音レベルも高い。

ここではこれら第 1, 第 3 の問題を解決するため、低周波数域の広帯域雑音を推定するに下記の Brown の半経験式²⁰⁾を用い、その中でキャビテーション掃引面積 A_c を模型試験から求める。

$$\begin{aligned} L_s &= 163 + 10 \log \{ ND^4 n^3 f^{-2} \} + 10 \log \left(\frac{A_c}{A_d} \right) \\ &\quad \left(\text{dB re } 1 \mu \text{ Pa} \cdot \frac{\text{m}}{\text{Hz}^{1/2}} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

ここで, N : 翼数, D in m, n in $1/\text{sec}$, f in Hz,

A_c : プロペラ円内キャビテーション掃引面積

A_d : プロペラ円面積

なお, (10) 式の適用範囲は $f_p < f < 10 \text{ KHz}$ であり, f_p は広帯域雑音スペクトルがピークを示す周波数である。 f_p はプロペラキャビテーションの程度や船の種類等によって変り通常 $40 \sim 300 \text{ Hz}$ の間にあるが, ここではこれをポンプのキャビテーション雑音に関して用いられている次式²¹⁾により与える。

$$\begin{aligned} f_p &= \frac{4400}{D} \cdot \left(\frac{\sigma_n^i}{\sigma_n} \right)^{-3.2/2} \left(\frac{P_s}{22} \right)^{1/3} \\ &\text{for } \left(\frac{\sigma_n^i}{\sigma_n} \right)^{1/2} < 1.7 \\ f_p &= \frac{1100}{D} \cdot \left(\frac{\sigma_n^i}{\sigma_n} \right)^{-2.0/6} \left(\frac{P_s}{22} \right)^{1/3} \\ &\text{for } \left(\frac{\sigma_n^i}{\sigma_n} \right)^{1/2} > 1.7 \end{aligned} \quad (11)$$

ここで

f_p : ピーク周波数 (Hz)

$$\sigma_n = \frac{P_s - P_v}{\frac{1}{2} \rho (nD)^2} : \text{キャビテーション数}$$

P_s : 静圧 (psi)

P_v : 蒸気圧

σ_n^i : 初生キャビテーション数

であり, σ_n^i は文献²¹⁾を参考にして次式より求める。

$$\frac{A_c}{A_d} = \frac{\left\{ \left(\frac{\sigma_n^i}{\sigma_n} \right)^{1/2} - 1 \right\}^2}{\frac{\sigma_n^i}{\sigma_n}} \quad (12)$$

上記の周波数領域外では, Brown は L_s の周波数依存性を $f \leq f_p$ では周波数に関係なく一定, $f \geq 10 \text{ kHz}$ では f^{-1} に比例すると仮定している。

第2の問題に関しては, 水槽—自由音場間の伝達関数を実験的に求め, それを用いて水槽で計測したプロペラキャビテーション雑音を自由音場相当レベルに変換する。以上の点を考慮した広帯域雑音の推定のフローを図1に, 試験装置図を図2(2), (3)に示す。以下に本試験法について説明する。

まず, 流れを止めた状態でプロペラの代わりに自由音場で校正した送波器を置いて発信し, それを同じ受波器で受信する。ここで, 送波器の発信はプロペラ円内のキャビテーション域を代表する数点で行い, その各々の受

図2 プロペラキャビテーション雑音の模型試験装置

(単位: mm)

(1) 音色雑音計測

(2) 伝達関数計測

(3) 広帯域雑音計測

波レベルをパワー平均したものを L_b とする。また, 既知の自由音場特性と印圧電圧より求まる送波器ソースレベルを L_a とすると, 伝達関数 L_{TF} は

$$L_{TF} = L_a - L_b \quad (13)$$

で表わされる。次に, 実船と相似キャビティ発生状態のキャビテーション雑音を計測しその音圧レベルを L_M とする。すると, 自由音場に換算した模型のソースレベル L_{SM} は次式となる。

$$L_{SM} = L_M + L_{TF} \quad (14)$$

(2) 尺度修正法

キャビテーションによる広帯域雑音を Levkovskii²²⁾

と同様に衝撃波ノイズと仮定する。すると実船と模型の間に次の関係が成立する。

$$\frac{f_F}{f_M} = \frac{D_M}{D_F} \left(\frac{\rho_M}{\rho_F} \right)^{1/2} \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta P_M} \right)^{1/2} \quad (15)$$

$$\frac{G_F}{G_M} = \left(\frac{r_M}{r_F} \right)^2 \frac{\rho_F}{\rho_M} \left(\frac{D_F}{D_M} \right)^3 \frac{\Delta P_F}{\Delta P_M} \quad (16)$$

ここで、 G ：音圧のパワースペクトル

$$\Delta P = P_s - P_v$$

今、パワースペクトル G より相似キャビティ条件と $\rho_F = \rho_M$ の仮定のもとに1/3オクターブバンドソースレベルを求める。バンド幅 Δf は中心周波数に比例するから実船と模型のソースレベルの差 ΔL_2 は

$$\begin{aligned} \Delta L_2 &= L_{SF} - L_{SM} \\ &= 10 \log \frac{G_F \cdot \Delta f_F \cdot r_F^2}{G_M \cdot \Delta f_M \cdot r_M^2} \\ &= 10 \log \left\{ \left(\frac{\rho_F}{\rho_M} \right)^2 \lambda^5 \left(\frac{n_F}{n_M} \right)^3 \left(\frac{\sigma_{nF}}{\sigma_{nM}} \right)^{3/2} \right\} \\ &= 10 \log \left\{ \lambda^5 \left(\frac{n_F}{n_M} \right)^3 \right\} \quad (17) \end{aligned}$$

となる。ここで、添字2は広帯域雑音を意味する。

また実船と模型の周波数の比 K_2 は相似キャビティ条件下で次式となる。

$$\begin{aligned} K_2 &= \frac{f_F}{f_M} \\ &= \frac{n_F}{n_M} \left(\frac{\sigma_{nF}}{\sigma_{nM}} \right)^{1/2} \\ &= \frac{n_F}{n_M} \end{aligned}$$

3. 実船計測法

信頼性があり精度の高い実船データを得るために、次のような計測法を提案する。その計測要領を図3に示す。

1. 試験海域：水深が十分深くて球面拡散音場とみなせかつ海底からの反射影響が無視でき、他の船舶等による背景雑音が低い場所を選定する。
2. 海象：波が穏かで波浪による雑音も小さく受波器の揺れも少ない状況を選ぶ。
3. 受波器設置法：定速直進状態の航路から横に十分離れた位置にブイを浮べ、その下に垂直方向に複数個の受波器を取り付ける。これは、1個の受波器のみでは、特定の周波数でプロペラからの直接波と海面からの反射波

図3 実船ノイズ計測配置図

との位相干渉の影響(Lloyd Mirror 影響)が大きく出て正確な計測ができないためであり、多数個の受波器により干渉影響の大きい周波数をずらし、それらの出力を平均することによって正確な計測が可能となる。

4. 距離補正：音源と受波器間の距離を正確に計測し、音圧に距離補正を行ってソースレベルを求める。
5. 水中音計測：船速が十分安定した状態で船が受波器の真横に来る前後で行う。更に、海流等の影響を除去し信頼性あるデータを得るため、何回かの往復航走を行ってその結果を平均する。
6. ソースレベル計算式：計測結果から最終的に次式によりプロペラキャビテーション雑音のソースレベルを求める。

$$L_s = L - L_{LM} + 20 \log r \quad (19)$$

ここでは、 L は受波音圧レベル、 $20 \log r$ は音源から1 mの距離の音圧レベルへの補正、 L_{LM} は海面下の音場から自由音場への補正(Lloyd Mirror 修正⁷⁾)で次式で示される。

$$L_{LM} = 10 \log \left\{ 1 + \mu^2 - 2\mu \cos \left(4\pi \frac{fd_s d_R}{cr} \right) \right\} \quad (20)$$

ここで、 μ ：海面反射による音波の振幅減少係数

d_s ：音源中心の没水深度

d_R ：受波器の没水深度

c ：海水中の音速

r ：音源—受波器間の距離

μ は海面が鏡面であれば $\mu = 1$ で、一般には海面粗さの関数であり、ここでは海面粗さがガウス分布をもつもの

として得られる次式²³⁾により μ を表す。

$$\mu = \exp\{-2(\kappa h \cos \theta)^2\} \quad (21)$$

ここで, κ : 波数

h : 海面波の波高 (RMS)

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{r_H}{d_s + d_R}\right)$$

r_H : 音源—受波器間の水平距離

4. 予測及び実船計測結果と考察

4.1 供試船

プロペラキャビテーション雑音の推定と実船計測に供した船は、貨物船と練習船の2隻であり、その主要目を表1に、一般配置図を図4に示す。

4.2 予測及び実船試験条件

模型試験条件を表2に示す。模型試験はIHIキャビテーション水槽において600×600mm計測筒を用いて行われた。実船試験条件を表3に、実船計測要領を図3に示す。試験海域は600～1000mと水深が十分あり、周囲雑音も低い。海象はシーステート3で比較的穏やかであり、

表1 供試船とプロペラの主要目

SHIP	A	B
TYPE	Cargo Liner	Training Ship
HULL		
Lpp	155.45m	46.00m
Bmld	22.86m	10.00m
Dmld	14.15m	3.80m
Draft/Full	10.08m	3.00m
MAIN ENGINE		
SHP/Rev./Prop. Rev.	NOR 7020PS/520rpm/130rpm	1190PS/700rpm/200rpm
	MCR 7800 /520 /130	1400 /700 /300
PROPELLER		
Type	C.P.P.×1	C.P.P.×1
Diameter	5.000m	2.200m
Pitch Ratio	0.818	0.838
E.A.R.	0.550	0.570
Boss Ratio	0.260	0.264
Skew Angle	16.0deg	28.6deg
Rake Angle	0.0deg	-2.2deg
Number of Blades	4	4

図4 供試船一般配置図

表2 模型プロペラ雑音計測試験条件

SHIP	A	B
Load	Ballast/MCR	Full/MCR
Prop. Diameter : D	0.250m	0.250m
Prop. Revolution : n	27.70 rps	24.10 rps
Prop. Thrust Coefficient : K_T	0.170	0.150
Reproduced σ_n :	1.729*	1.727*
Reproduced Wake :	2-D Ship's Wake by Mesh Screen	do.
Air Content : α/α_s	ab. 55%	do.

* : σ_n at 0.9R top

表3 実船プロペラ雑音計測試験条件

SHIP	A	B
SEA CONDITION		
Sea Area	Sagami Bay	Sagami Bay
Weather	Cloudy	Cloudy
Atmospheric Temp.	16 °C	7 °C
Water Temp.	13 °C	16 °C
Sea State	3	3
Sea Depth	600～1000m	600m～1000m
SHIP CONDITION		
Load	Ballast	Full
M/E SHP	7800PS	1388PS
Aft Draft	5.95m	3.090m
Ship Speed	15.7 kt.	14.1 kt.
Propeller Rev.	130rpm	300rpm
Prop. Shaft Center Immersion	2.750m	1.800m

図5 Lloyd Mirror 修正: A船

図6 模型プロペラのキャビテーションパターン

図7 模型プロペラのキャビティエッジ分布

この状態における海面反射影響 (Lloyd Mirror 修正 (20) 式) はA船で図5に示すとおりである。

音源と受波器間の距離を求めるため、ここでは、光学的な測距儀と測向盤により被計測船とブイとの距離を計測した。この方法による計測誤差の影響は (19) 式において約 0.5 dB 程度である。受波器は図3に示すように3個用いた。

4.3 予測及び実船試験結果と考察

4.3.1 キャビテーション

図8 IHI キャビテーション水槽における水槽/自由音場間の伝達関数計測結果

図9 IHI キャビテーション水槽で計測された3状態の模型プロペラ音圧レベル

- (1) キャビテーション状態
- (2) 非キャビテーション状態
- (3) 背景雑音

模型プロペラのキャビテーションパターンを図6に示す。図7にはキャビテーション掃引面積の計算のもとになるキャビティ端位置の模型試験結果を示す。

4.3.2 水槽の伝達関数と背景雑音

図8は、IHI キャビテーション水槽計測部の伝達関数の計測結果である。図中の6本のカーブは各々送波器の回転角位置6箇所に対応する伝達関数を示す。予測にはこれらのパワー平均値を用いた。計測された伝達関数のレベルは最大約 20 dB にも達しキャビテーション水槽の

非自由音場の程度が高く、模型試験による予測では伝達関数の考慮が重要であることが分かる。

図9は、計測雑音のS/Nの程度を表すため、キャビテーション水槽内における模型プロペラの3状態の雑音レベルを示す。図9で状態(1)は正規の作動条件下、(2)は(1)の条件のうち静圧のみを上げて非キャビテーション状態にしたもの、(3)は(1)の条件下でプロペラをダミーボスに取り替えた背景雑音状態を表わす。A、B船ともキャビテーション状態(1)の音圧レベルは低周波数域を除き他の状態(2)、(3)に比べ20 dB以上大きく、十分なS/Nを有していることが分かる。しかし、翼周波数の前後では3状態の音圧レベルの差が少なくS/Nの悪い状態になっている。

4.3.3 予測と実測結果の比較

プロペラキャビテーション雑音ソースレベルの予測結果を、実船計測結果と比較して図10に示す。A、B両船とも実船航走時の雑音は周囲雑音に比べ50—60 dB 高く非常にS/Nの良い状態である。なお、今回の予測・実測の周波数範囲は翼周波数から10 KHz までとした。なお、前回報告²⁴⁾したA船の実船解析結果では翼周波数1次のピークが明確でなかったが、録音テープを聴くと明瞭に翼周波数成分が認められた。調査の結果、ハイパスフィルターカットオフ周波数設定値が高かったことが分かり、今回フィルターの設定を改めて録音テープを再解析して明確なピークを得ている。

(1) 音色雑音

推定結果を実測と比較すると、両船とも最大誤差が約5 dB 以内でかなりよい一致を示している。これは、相反原理に基づく音色雑音のソースレベルを求める手法が有用であることを示すものである。

(2) 広帯域雑音

予測結果は、次に述べる問題の周波数域を除きB船が特に良好であり、スペクトル凹凸(B船、 $f > 630$ Hz)までよく再現している。ところで、A船の $f > 630$ Hzで予測結果が不自然に約10 dB 程度大きくなっているが、これは水槽内のプロペラ以外の何等かの他のキャビテーションが関与したためではないかと思われる。また、B船の $1.25 < f < 2.5$ KHzで実船計測値に傾向的に不自然な凸部が見える。これは今回往復2航走計4回の計測を行っており、平均前の4回分のソースレベルのうち受波器の左側を走った時のものが、その周波数域で特にノイズが高くなったためである。同じ航路についての計測値の再現性はよく、航路による何らかの外的要因の差が影響したものと思われる。なお、A船ではこのような特異な現象は見られなかった。いずれにしても、この例に示すよ

図10 プロペラキャビテーション雑音ソースレベルの予測値と実測値の比較

うに実船計測精度をこれ以上良くすることは非常に難しく、一般には1/3オクターブバンドレベルで3—5 dBの精度を維持するのが精一杯ではないかと思われる。

4.4 今後の課題

今後、更に計測及び予測精度を上げるためには、実船計測においてノイズの原因であるプロペラのキャビテーションをノイズ計測と並行して同時に観測し、まずキャビテーション自体の予測と実際との比較・検討を行い、その上で音源モデルや尺度修正法の評価・改善を行うことが課題である。

模型試験に関しては、音響的に設計された背景雑音が低く残響の少ない大型水槽により、実機に近いサイズ的大型模型を用いS/Nのよい状態で計測することが望ましい。最近、米、仏、独で相次いでこのような音響回流水槽が完成し、その成果が期待されている²⁵⁻²⁸⁾。

5. 結言

プロペラキャビテーション雑音のソースレベルを合理的に予測する方法と、音響的に十分信頼できる実船の雑音計測方法とに関する今回の研究の結果、下記の結論を得た。

(1) プロペラキャビテーション雑音を、全周波数域にわたりその発生機構に合わせ、より合理的に予測するためには、プロペラ雑音を“音色雑音”と“広帯域雑音”とに分けて予測することが重要である。

(2) 模型実験において低周波数域の音響計測上の問題を解決するために、音色雑音について音響計測に代え振動計測によりソースレベルを求める方法、広帯域雑音についてはキャビテーション掃引面積の計測と雑音推定式を組み合わせる方法を試み、その実用性を実船試験により確認した。

(3) 模型試験における水槽—自由音場間の伝達関数は、最大約 20 dB にも及びソースレベルの推定において伝達関数の影響は大きく無視できないことが明らかになった。

(4) 実船試験において、音の海面での反射に伴う問題を解決し信頼性のある計測を可能にした。

(5) 2 隻の実船についての実測と予測とを比較した結果、予測値の平均誤差は約 6 dB であり、最大誤差は約 10 dB 以内であった。なお、A 船の経験を生かして行った B 船についての予測では、一部の周波数域を除くと最大誤差は約 5 dB まで改善された。

なお、著者らはこれに関連した理論的推定も行っており、それについては文献²⁴⁾を参照されたい。

参考文献

- 1) 三橋邦宏他, “半没水型双胴船の水中雑音特性について”, 三井造船技報 114, 35~43 (1982).
- 2) 中西俊之他, “「なつしま」の水中放射雑音低減策とその実測結果について”, 海洋音響研究会会報 8 (4), 16~27 (1981).
- 3) T. Sasajima, N. Nakamura and A. Oshima, “Model and Full Scale Measurements of Propeller Cavitation Noise on an Oceanographic Research Ship with Two Different Types of Screw Propeller”, Proc. 2nd International Symposium on Shipboard Acoustics ISSA' 86, 63~74 (1986).
- 4) G. Bark, “Prediction of Propeller Cavitation Noise from Model Tests and Its Comparison with Full Scale Data”, Journal of Fluids Engineering”, Trans. ASME 107, 112~120 (1985).
- 5) J. Vassenden and A. Lovik, “Prediction of Noise from Cavitating Propellers”, NSF Report R-82.79, 7~17 (1979).
- 6) R. J. Urick/土屋明訳, 水中音響の原理 (共立出版, 1978), 316~340.
- 7) R. J. Urick, Principles of Underwater Sound (McGraw-Hill, 1975), 328~353.
- 8) 加藤洋治, 笹島孝夫, 岡村尚昭, “プロペラキャビテーション試験と起振力・騒音計測”, 船型開発と試験水槽シンポジウム, 日本造船学会, 159~188 (1983).
- 9) L. M. Gray and D. S. Greeley, “Source Level Model for Propeller Blade Rate Radiation for World's Merchant Fleet”, J. Acoust. Soc. Am. 67 (2), 516~522 (1980).
- 10) O. Bjorheden and L. Astrom, “Prediction of Propeller Noise Spectra”, Symposium on Hydrodynamics of Ship and Offshore Propulsion Systems (1977).
- 11) A. Lovik, “Scaling of Propeller Cavitation Noise”, Noise Sources in Ships 1: Propellers, NORDFORSK, D1~D19 (1981).
- 12) H. Yuasa, H. Kamiirisa and T. Nojiri, “Study on the Characteristics of Propeller Cavitation and Its Noise”, 16th Symp. on Naval Hydrodynamics, ONR, 371~386 (1986).
- 13) A. Nilsson, B. Persson and N. D. Tyvand, “Propeller Induced Noise in Ships”, Propellers '81 Symposium, SNAME (1981).
- 14) Report of Cavitation Committee, Proc. 18th ITTC, 303~317 (1987).
- 15) S. Nishiyama, N. Okamura and R. Sato, “Outline of the New IHI Cavitation Tunnel”, IHI Engineering Review 13 (2), 7~13 (1980).
- 16) T. Sontvedt and H. Frivold, “Low Frequency Variation of the Surface Shape of Tip Region Cavitation on Marine Propeller Blades and Corresponding Disturbances on Nearby Solid Boundaries”, 11th Symposium on Naval Hydrodynamics, ONR, 717~729 (1976).
- 17) S R 第 183 部会, “船尾振動・騒音の軽減を目的としたプロペラ及び船尾形状の研究”, 日本造船研究協会研究資料 358 (1983).
- 18) T. Ten Wolde and A. De Bruijn, “A New Method for the Measurement of the Acoustical

- Source Strength of Cavitating Ship Propellers", International Shipbuilding Progress 22 (255), 385~396 (1975).
- 19) D. Ross, Mechanics of Underwater Noise, (Pergamon Press, 1976).
- 20) N. A. Brown, "Cavitation Noise Problems and Solutions", Proc. International Symposium on Shipboard Acoustics, 21~38 (1976).
- 21) P. Abbot and D. Greeley, "Cavitation Noise Investigations", Symposium on Small Hydro Power Fluid Machinery 1984, ASME, 141~147 (1984).
- 22) Yu. L. Levkovskii, "Modeling of Cavitation Noise", Soviet Physics-Acoustics 13 (3), 337~339 (1968).
- 23) C. Clay and H. Medwin, Acoustical Oceanography; Principles and Applications (John Wiley and Sons, New York, 1977), P 340.
- 24) 岡村尚昭, 浅野利夫, "プロペラキャビテーション雑音の予測と実船計測", 日本造船学会論文集 164, 43~53 (1988).
- 25) 岡村尚昭, 大島明, "プロペラによる振動・騒音研究の最近の動向", 次世代船開発のための推進工学シンポジウム第9章, 日本造船学会, 275~314 (1991).
- 26) Y. Lecoffre, P. Chantrel and J. Teiller, "Le Grand Tunnel Hydrodynamique (GTH): France's New Large Cavitation Tunnel for Naval Hydrodynamic Research," Int. Symp. on Cavitation Research Facilities and Techniques, Boston (1987).
- 27) H. G. Payer, J. Friesch and E.-A. Weitendorf, "Hydrodynamic Considerations in the Design of HYKAT", 19th Int. Towing Tank Conference Group Discussion, Madrid (1990).
- 28) W. A. Morgan, "David Taylor Research Center's Large Cavitation Tunnel", 19th Int. Towing Tank Conference Group Discussion, Madrid (1990).