

水中騒音対策検討に関する調査研究 (水中騒音対策検討プロジェクト)

(2020 年度報告書)



2021 年 3 月

一般財団法人 日本船舶技術研究協会

はしがき

この報告書は、日本財団の2020年度助成事業「船舶関係諸基準に関する調査研究」の一環として実施した水中騒音対策検討プロジェクトにおいて実施した「水中騒音対策検討に関する調査研究」の成果を取りまとめたものである。

本プロジェクトは、国際海事機関（IMO）において審議開始が見込まれている船舶からの水中騒音に関する議論に対応すべく、伊豆大島沖を航行する船舶からの水中騒音の計測・分析やIMOの水中騒音低減のためのガイドラインのレビューに向けた対応等について調査研究を実施した。

水中騒音対策検討プロジェクト 委員名簿(順不同、敬称略)

	氏名	所属
(プロジェクト・マネージャー) (委員)	梅田 直哉	国立大学法人 大阪大学
	森 恭一	学校法人 帝京科学大学
	三谷 曜子	国立大学法人 北海道大学
	土屋 利雄	国立大学法人 東京海洋大学
	赤松 友成	(公財) 笹川平和財団
	川北 千春	(国研) 海上・港湾・航空技術研究所 海上技術安全研究所
	出口 茂	(研) 海洋研究開発機構
	三宅 竜二	(一財) 日本海事協会
	瀧澤 大	(一社) 日本船主協会
	大河内 翔平	日本郵船(株)
	泉 史郎	(株) 商船三井
	山本 将士	川崎汽船(株)
	犬飼 泰彦	日本シップヤード(株)
	何 青	(株) 大島造船所
	山元 康博	(株) 名村造船所
	按田 正樹	(株) 川崎重工業
	佐藤 圭	三菱重工業(株)
	木村 校優	(株) 三井造船昭島研究所
	鈴木 宏始	三井E&S造船(株)
	(関係者)	富澤 茂
笹本 幸司		北日本造船(株)
神谷 和也		(一社) 日本舶用工業会
武田 宗也		かもめプロペラ(株)
中川 健太郎		川崎重工業(株)
蓮池 伸宏		ナカシマプロペラ(株)
臼井 兼彰		(一社) 日本造船工業会
阿部 憲和		(一財) 日本海事協会
酒井 政宏		国立大学法人 大阪大学
仁木 洋一		(国研) 海上・港湾・航空技術研究所 海上技術安全研究所
(関係官庁)	中川 直人	国土交通省
	岩城 耕平	国土交通省
	井島 知哉	国土交通省
	宅見 和久	国土交通省
(事務局)	丸山 謙一郎	(一財) 日本船舶技術研究協会
	富永 恵仁	(一財) 日本船舶技術研究協会

目 次

1.	はじめに	1
1.1	背景及び目的	1
1.2	調査研究の内容	1
2.	IMOにおける審議動向	2
2.1	経緯	2
2.2	MEPC 75の審議（MEPC 76に審議先送り）	2
3.	プロジェクト活動状況	3
4.	伊豆大島沖における水中騒音の計測及び船舶の水中騒音レベルの推定	4
4.1	船舶水中騒音の実地計測	4
4.1.1	はじめに	4
4.1.2	計測方法	4
4.1.3	計測地点と計測期間	6
4.1.4	船舶水中騒音の音源レベルの推定	7
4.1.5	まとめ	13
4.2	船舶水中騒音の音源レベルの分析	14
4.2.1	はじめに	14
4.2.2	分析対象の決定	14
4.2.3	船種・船長・建造年と船舶水中騒音の関係	18
4.2.4	コンテナ船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	37
4.2.5	自動車専用船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	48
4.2.6	一般貨物船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	55
4.2.7	撒積船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	63
4.2.8	ケミカル船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	70
4.2.9	油槽船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	77
4.2.10	肥大船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係	84
4.2.11	まとめ	91
4.3	2隻同時航行時の水中音記録からの個船音源レベルの推定法の検討	92
4.3.1	はじめに	92
4.3.2	同時航行時の水中音記録の抽出	92
4.3.3	音響伝搬計算と音源レベルの推定	92
4.3.4	個船の音源レベル推定結果	96
4.3.5	まとめ	99
5.	水中騒音低減のための国内外技術及びIMO水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査	101
5.1	はじめに	101
5.1.1	水中騒音低減のための国内外技術の調査	101
5.1.2	我が国としての水中騒音ガイドラインのレビュー	101
5.2	水中騒音に関する計測技術	103
5.2.1	ITTCの調査結果	103

5.2.2	第 27 回 ITTC 本委員会の報告	103
5.2.3	第 28 回 ITTC 本委員会の報告	108
5.2.4	SMP の調査結果	114
5.2.5	AMT の調査結果	119
5.2.6	5.2 のまとめ	125
5.3	水中騒音の数値計算による予測技術	126
5.3.1	水中騒音について	126
5.3.2	数値計算によるキャビテーションノイズの予測	126
5.3.3	キャビテーションノイズにおける各計算手法の詳細	128
5.4	水中騒音低減技術	137
5.4.1	水中騒音低減技術マトリックスの評価項目	137
5.4.2	水中騒音低減技術マトリックス	138
5.5	2014 年 IMO 水中騒音低減のためのガイドラインの概要	158
5.6	水中騒音低減のためのガイドラインに関するアンケート調査	162
5.6.1	アンケート内容	162
5.6.2	アンケート結果	164
5.7	IMO に提案すべき内容案	178
5.7.1	「TOR① 取り組みや実施に対する障害の特定」への提案	178
5.7.2	「TOR② 先端技術や船舶設計の導入といったオプションを含む、更なる水中騒音低減手法の特定」への提案	178
5.7.3	「TOR③ 更なるアセスメントや調査が必要なエリアの特定」への提案	178
5.7.4	「TOR④ ISO や国際規格等の既存船の騒音プロファイル測定の受け入れ可能な手法の特定」への提案	178
5.7.5	「TOR⑤ 必要に応じて、2014GL の改正及び次のステップの特定／設定」への提案	178
5.8	総括	180
6.	おわりに	181

巻末付録

付録 1	伊豆大島沖での水中騒音調査の結果報告 (第 3 回ステアリンググループ会議議題 (1) 資料)	185
付録 2	水中騒音低減のための国内外技術及び IMO 水中騒音ガイドラインのレビューに関する 調査の結果報告 (第 3 回ステアリンググループ会議議題 (2) 資料)	205
付録 3	第 3 回ステアリンググループ会議議事録.....	219
付録 4	2014 年 IMO 水中騒音低減のためのガイドライン	231

1. はじめに

1.1 背景及び目的

生物多様性条約（Convention on Biological Diversity : CBD）の下に置かれている会議では、船舶等の人為的な騒音が海棲哺乳類等の海洋生物に悪影響を与えていることから対策を講ずべきという意見が出ている。また、国際海事機関（IMO）においても、2014年4月に船舶の騒音対策に関する非強制ガイドライン（商船からの水中騒音低減のためのガイドライン）が承認された。その後、2018年4月の第72回海洋環境保護委員会（MEPC 72）において、カナダが水中騒音を新規議題として扱う提案を行う予定である旨を表明し、2020年3月に開催予定であったMEPC 75（2020年11月に開催延期）において、カナダ、豪州及び米国から水中騒音ガイドラインのレビューを実施するための新規作業計画が提案された。結局、MEPC 75での審議は時間の都合から先送りされたが、2021年度には審議が開始され、本件に関する議論が活発化する見込みである。

上述の各会議では、船舶を騒音源の一つとして問題視しており、その影響が十分に評価されていないにも関わらず、今後の議論の行方次第では、船舶の騒音対策を講ずべきとする方向に議論が発展することが懸念される。そのため、船舶水中騒音に係る定量的なデータを取得し、科学的根拠に基づく議論を行えるよう準備をし、水中騒音の議論において我が国として望ましい又は問題の少ない結論となることを目指す。

1.2 調査研究の内容

IMOにおける水中騒音の審議に適切に対応するため以下の調査研究を実施する。

- ①船舶水中騒音に係る定量的なデータを取得するため、伊豆大島沖における船舶からの水中騒音を計測し、船種、サイズ、建造年数、建造国による騒音レベルの違い等を調査する。（第4章）
- ②水中騒音低減のための国内外技術の調査や、水中騒音ガイドラインのレビューに向けて国内関係者にガイドラインの改善点等に関するアンケートを実施しガイドラインの評価を行う。（第5章）

2. IMOにおける審議動向

2.1 経緯

- MEPC 58 (2008年10月)において、米国の提案により、水中騒音の議論を開始。船舶からの水中騒音を最小化するための方法を検討することとなった。
- MEPC 61 (2010年10月)において、船舶からの水中騒音の主な発生源がプロペラキャビテーションであるとの認識の下、これをその後の主な検討課題とすることが合意された。
- MEPC 66 (2014年3月)において、「商船からの水中騒音低減のためのガイドライン」が採択された。本ガイドラインは非強制である。また、採択に際して、水中騒音が海洋生物に与える影響は十分評価されておらず、更なる研究が必要であることがノートされた。
- MEPC 72 (2018年4月)において、カナダから、水中騒音の低減策や水中騒音が海中生物に与える影響等に関する調査研究の結果が報告されるとともに、同国から各国に対し、MEPC 73において本件を新規議題とすることの共同提案が呼びかけられた。
- MEPC 74 (2019年5月)においてカナダ及びフランスが、MEPC 75において新規議題提案を行う意向を表明する文書を提出 (MEPC 74/17/2) したが、審議時間の不足により当該文書は審議されず、議論はMEPC 75へ持ち越された。

2.2 MEPC 75の審議 (MEPC 76に審議先送り)

しかし、世界的なコロナウイルス感染拡大の問題を受け、2020年3月に開催予定であったMEPC 75は2020年11月に開催が延期され、審議時間の都合から水中騒音に関する議題は MEPC 76に審議先送りとなった。なお、他国から出されている提案文書の我が国対応方針は以下のとおりである。

- カナダ、豪州及び米国及びフランスが、水中騒音対策をMEPC及び船舶設備小委員会 (SDC) で新たに審議すべきであるとして新規作業計画を提案 (MEPC 75/14: 附録2)。
- 上記文書を支持する旨の文書を環境団体 (MEPC 75/14/1)、EC及びEU各国 (MEPC 75/14/2) 及びWMU (MEPC 75/14/3) から提出。
- 我が国からは以下の対応方針を準備。
 - 水中騒音対策の必要性について、欧・米・豪・加に加え、複数の環境団体が強く主張を行っており、これまで、日本以外に後ろ向きな国は殆どいない状況。更に、IMO外でも、国連総会や生物多様性条約等の場で、同様な主張が年々強まっている。
 - このような状況を踏まえると、本件に関して新規議題を設置することは不可避と考えられる。そのため、ガイドラインのレビューに関する提案の採否については大勢に従うこととするが、その際、以下の点に留意する。
 - 当該新規アウトプットのTORはあくまでも現行ガイドラインのレビュー及びその後のアクションの検討とし、議論の開始前から将来的な強制的規制の導入等を予断するものとならないようにする (MEPC 75/14の提案するTORにおいてはそのような予断は見当たらないが、議論の動向に注意を払う。)
 - 水中騒音の影響に関する科学的な議論を行う観点から、検討の場としては、船舶設計・建造 (SDC) 小委員会に加え、船舶設備 (SSE) 小委員会も必要である。

3. プロジェクト活動状況

今年度は以下の日時、議題で水中騒音対策検討プロジェクトステアリンググループ（SG）会議を開催した。

○第1回 SG 会議

日時：2020年6月9日（火）Web 会議

議題：

- （1）2020年度の全体計画について
- （2）2020年度の調査研究について
- （3）その他

○第2回 SG 会議

日時：2021年1月13日（水）Web 会議

議題：

- （1）伊豆大島沖での水中騒音計測の開始について
- （2）11月～12月の計測結果の速報
- （3）計測データの分析・まとめ方について
- （4）水中騒音低減のための技術調査および ISO 水中騒音計測法に関するアンケート案
- （5）水中騒音に関する今後の対応について

○第3回 SG 会議

日時：2021年3月26日（金）Web 会議

議題：

- （1）伊豆大島沖での水中騒音調査の結果報告
- （2）水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査の結果報告
- （3）地域による背景雑音の違い
- （4）その他

第3回 SG 会議の議題（1）、（2）は本年度調査研究結果のまとめであるところ、議題（1）で使用了資料を付録1、議題（2）で使用了資料を付録2として添付する。また、第3回 SG 会議の議事録を付録3に添付する。

4. 伊豆大島沖における水中騒音の計測及び船舶の水中騒音レベルの推定

4.1 船舶水中騒音の実地計測

4.1.1 はじめに

実際に航行している船舶の水中騒音レベルを知るためには、多数の船舶の水中騒音を計測する必要がある。船舶の水中騒音レベルは ISO 17208-1¹⁾に基づき計測されるが、多数の船舶の音源レベルの計測で各船の航路を ISO に則って規定するのは現実的ではない。そこで欧米を中心として、航路の近くにハイドロフォンを設置することで多数の船舶の水中騒音を計測し、その音源レベルを推定する方法が試みられている。

本プロジェクトでは計測点近傍を通過する船舶の水中騒音を計測し、その音源レベルを推定することを目的として、2020年11月19日から2021年1月21日の約2か月間、伊豆大島南方の航路に3つのハイドロフォンを設置し、水中音の1か月連続計測を2回行った。本章では計測の概要と船舶水中騒音の音源レベル推定方法について述べる。

4.1.2 計測方法

計測方法として、海面に浮かべた浮体からハイドロフォンを吊り下げる方法と、海底に設置したアンカーから浮力材を用いて立ち上げる方法がある。本プロジェクトではノイズを低減するために、後者を選択した。

4.1.2.1 設置系

ハイドロフォンは海底に設置したアンカーから浮力材を用いて立ち上げる方法で海中に設置した。海中への設置、設置系の設計は日本海洋事業株式会社、株式会社マリン・ワーク・ジャパンが実施した。設置系の概略を図 4.1.1 に示す。水深ごとに設置した3つのハイドロフォンに加えて、水中でのハイドロフォン位置を推定するために、上のハイドロフォンの位置に圧力計と流向流速計を、下のハイドロフォン位置に圧力計をそれぞれ設置した。ハイドロフォンは、設置系自体の振動によるノイズを計測しないようセンサーケージに固定した。流向流速計及び圧力計も同様にセンサーケージに固定した。現場水深、直立時の各ハイドロフォンの水深は図 4.1.1 に記載の通りである。回収の際は切り離し装置を起動し、切り離し装置およびそれより上部を回収する。

ハイドロフォンの設置水深は ISO17208-1 の方法に基づき決定した。ISO の方法による計測では、対象船はハイドロフォン近傍を、ハイドロフォンへの水平最接近距離が船長と同程度の距離となるよう航行する（船長が 100m より小さい船舶は 100m 程度とする）。その際、3つのハイドロフォンの水深は船舶からみて俯角 15、30、45 度とする。ハイドロフォンを海底付近に設置すると海底での反射の影響を受けやすいため、本プロジェクトでは水平最接近距離を 200m とした場合に上記 ISO 基準を満たすようハイドロフォンの水深を決定し設置系の設計を行った。すなわち、ハイドロフォン水深は上から、53.6m、115.5m、200m として設計した。設計時に用いた現場水深が 327m であったので、おおむね想定通りの水深にハイドロフォンが設置できたといえる。

4.1.2.2 計測機器と設定

計測機器およびその設定は以下のとおりである。設定値は機器のバッテリーおよびストレージを考慮し、1か月の連続計測が十分行える値に設定している。本ハイドロフォンで計測可能な最小の周波数は 20Hz であり、またサンプリング定理より、FFT によって解析しうる最大の周波数は Sample Rate

の半分となるが、100Hz 付近にピーク周波数を持つ船舶水中騒音の計測には充分であるといえる。

- ハイドロフォン：SoundTrap ST300（Ocean Instruments 社製）（図 4.1.2 に外観を示す）
 - record for a period（データの区切り）：3600 seconds
 - once every（区切り中の計測時間）：3600 seconds
 - High Pass Filter：OFF
 - PreAmp Gain：High
 - Sample Rate：48kHz
 - Detector：None
 - Ancillary Sensors：Temperature のみ選択、3600 seconds ごとに 1 観測
- 圧力計：DEFI2-D50（JFE アドバンテック株式会社製）
 - Sample Rate：5 秒に 1 回の計測
- 流向流速計：INFINITY-EM（JFE アドバンテック株式会社製）
 - Sample Rate：5 分ごとに 1 回 1 秒の計測を 10 回 10 秒計測

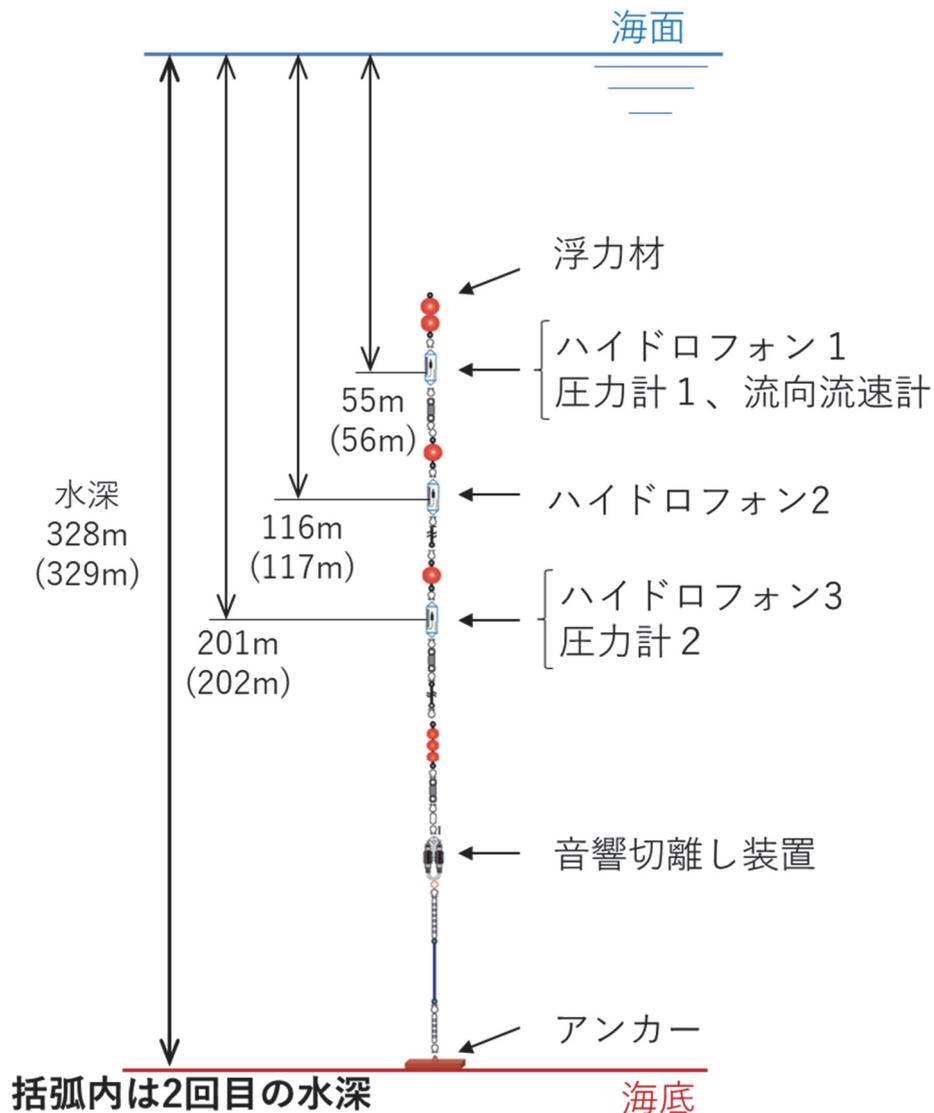


図 4.1.1ーハイドロフォンの設置系



図 4.1.2—センサーケージに固定されたハイドロフォン

4.1.3 計測地点と計測期間

計測地点の選定は、計測の対象船舶が近傍を航行すること、ISO 17208-1: 2016 の計測方法にできる限り近づけることの2点に注目して行った。まず本プロジェクトの計測対象船は国際基準の影響を受ける外航船であり、その往来が多いことが望ましい。しかし航行密度が高すぎる輻輳海域では、複数の船舶の水中騒音が同時に録音されてしまい、個船ごとの音源レベルが推定できずかえって音源レベルが推定できる船舶数が減少してしまう恐れがある。次に ISO の方法について、水深が 150m もしくは船舶の船長の 1.5 倍以上の海域に、深度を変えて 3 つのハイドロフォンを設置し計測を行うことが定められており、本プロジェクトでは水深 300m 程度の海域で計測を行うこととなった。

以上の条件を考慮し、本プロジェクトでは図 4.1.3 に示す地点で計測を行った。上述の項目に加え、漁場および海底ケーブルを避けて計測地点を決定した。計測期間、ハイドロフォン設置系のアンカー設置点の座標および水深は以下のとおりである。

- 第 1 回計測：2020 年 11 月 19 日～2020 年 12 月 20 日
 - 北緯 34 度 36.423 分、東経 139 度 21.036 分、水深 328m
- 第 2 回計測：2020 年 12 月 22 日～2021 年 1 月 21 日
 - 北緯 34 度 36.444 分、東経 139 度 20.992 分、水深 329m

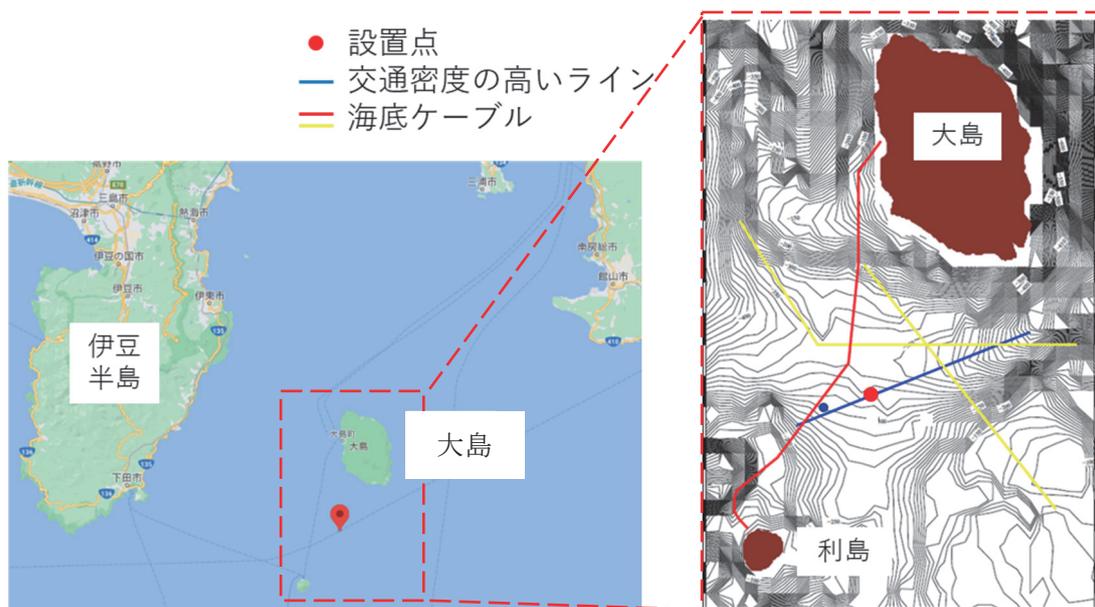


図 4.1.3—計測地点と海底地形図

4.1.4 船舶水中騒音の音源レベルの推定

船舶水中騒音の音源レベル SL [dB re $1\mu\text{Pa} / \sqrt{\text{Hz}} @ 1\text{m}$]は、ハイドロフォンの受波レベル RL [dB re $1\mu\text{Pa} / \sqrt{\text{Hz}}$]、伝搬損失 TL [dB re $1\mu\text{Pa} / \sqrt{\text{Hz}}$]を用いて以下の式より推定した。

$$SL = RL + TL \quad (4.1.1)$$

本研究では、 TL は球面拡散損失の式により推定した。

$$TL = 20\log_{10}r \quad (4.1.2)$$

ここで r [m]は音源とハイドロフォン間の直線距離であり、音源の水深を d_S (ISO の方法に基づき喫水の 0.7 倍)、船舶の各ハイドロフォンへの水平最接近距離を CPA とすると以下のように計算される。

$$r = \sqrt{CPA^2 + (d_H - d_S)^2} \quad (4.1.3)$$

ここで d_H はハイドロフォンの水深である。ハイドロフォンの計測データから RL を求める手法については 4.1.4.4 項に示す。また、本節の計算は、主に MATLAB とその Toolbox を用いて実行した。

4.1.4.1 2 地点の緯度・経度からの 2 地点間の水平距離の推定

受波レベルから音源レベルを推定するためには、船舶とハイドロフォン間の直線距離を求める必要があるが、AIS データより得た船舶位置は緯度・経度によって与えられる。2 地点の緯度・経度から水平距離を求めるために、本研究では Hubeny の式²⁾の第 1 項のみを用いた簡易式³⁾ (以下 Hubeny の式とする) を用いた。この方法は水平距離が数 km 程度であれば十分な精度で計算できる。Hubeny の式は以下の通りである。

$$d = \sqrt{(dy * M)^2 + (dx * N * \cos P)^2} \quad (4.1.4)$$

ここで d は求める水平距離、 dy および dx は 2 地点間の緯度・経度の差、 P は 2 地点の緯度の平均値を表す。係数 N 、 M は以下のように計算される。

$$M = \frac{R_x(1 - E^2)}{W^3} \quad (4.1.5)$$

$$N = \frac{R_x}{W} \quad (4.1.6)$$

where

$$E = \frac{R_x^2 - R_y^2}{R_x^2} \quad (4.1.7)$$

$$W = \sqrt{1 - E^2 \sin^2 P} \quad (4.1.8)$$

ここで、 R_x 、 R_y は赤道半径および極半径で、それぞれ 6 378 137m、6 356 752.314 245m とした。また、4.1.4 式の()内はそれぞれ南北方向、東西方向の距離を表すので、真北を 0 とする方位角 ψ は、

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{dx * N * \cos P}{dy * M} \right) \quad (4.1.9)$$

で求められる。なお、ハイドロフォンの緯度・経度は 4.1.4.2 に示す方法で推定した。また、船舶とハイドロフォン間の直線距離を求めるためには、深度方向の距離も併せて必要となるため、船舶水中騒音の音源水深は ISO の方法に従い喫水の 0.7 倍とし、ハイドロフォンの水深は 4.1.4.2 項に示す方法で推定した。

4.1.4.2 ハイドロフォン位置の推定

ハイドロフォンは海底に設置したアンカーから浮力材により立ち上がっており、潮汐や潮流の影響で時々刻々その位置が変化する。そこで圧力計と流向流速計よりハイドロフォンの位置、具体的にはその時々刻々の緯度・経度と水深を推定した。まずハイドロフォン系全体を、アンカーを中心として自由に回転する剛体棒とみなす。そのとき剛体棒の回転運動の自由度は、真北を 0 とする方位角 ψ および直立時を 0 とする傾斜角 θ の 2 つである (図 4.1.4)。方位角 ψ は流向流速計の流向により与え、傾斜角 θ は圧力計 1 および 2 の水深からそれぞれ求められる傾斜角 θ の平均値とした。それらより各ハイドロフォンのアンカーからみた方位角およびアンカーからの水平距離がわかるため、4.1.4.1 項の Hubeny の式を用いて方位角と水平距離から各ハイドロフォンの緯度・経度を求めた。また、各ハイドロフォンの水深は傾斜角 θ より求めた。

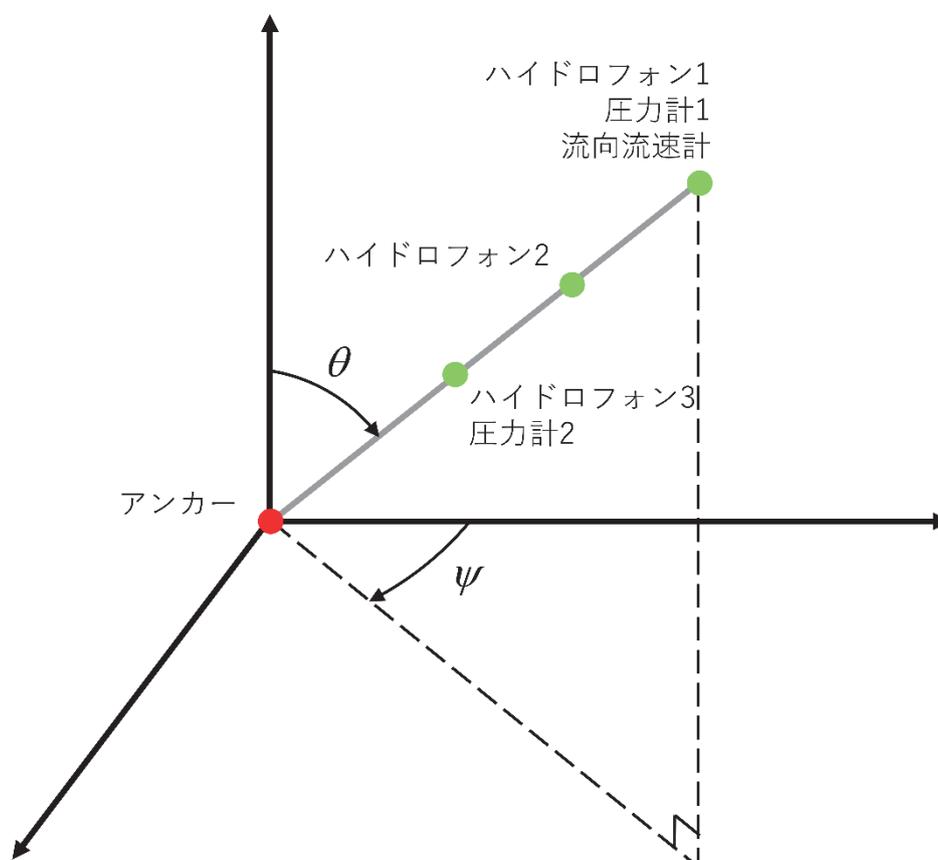


図 4.1.4—ハイドロフォンの位置の推定に用いた座標系

4.1.4.3 音源 (船舶) とハイドロフォンの位置関係の推定

AIS データより音源としての船舶の緯度・経度および水深が、4.1.4.2 項に示した方法で各ハイドロフォンの緯度・経度および水深が推定された。それらのデータから各ハイドロフォンへの最接近水平距離 (CPA) とその時刻 (CPA 時刻) を以下の手順で求めた。またその概念図を図 4.1.5 に示す。

- CPA を計算する船舶の GPS データより、各ハイドロフォンとの水平距離および各ハイドロフォンから見た時々刻々の船舶位置の方位角を Hubeny の式で計算し、最も接近した 2 点のデータを用いて CPA および CPA 時刻を推定する。
- ハイドロフォンと抽出した 2 点 A、B の緯度・経度より、 $\angle AHB$ および線分 HA、HB の長さを

Hubeny の式で求める。

- HAB を平面上の三角形とみなし、船舶は AB 間を等速で航行すると仮定し、CPA および CPA 時刻を求める。なお、数学的な整合性のため 2 点 AB 間の距離は、 $\angle AHB$ および線分 HA、HB の長さから余弦定理を用いて求めた。

ハイドロフォン系全体の運動は潮汐や潮流に起因し、その運動周期は 12 時間程度であるため、船舶がハイドロフォン近傍を航行している間はハイドロフォン位置は変化しないものとして計算を行う。まず上記と同じ手続きでハイドロフォンアンカーへの CPA 時刻を求め、ハイドロフォンの位置をその前後 10 分ずつの計 20 分のデータの平均値とし、再度上記手続きにより各ハイドロフォンへの CPA および CPA 時刻を推定した。

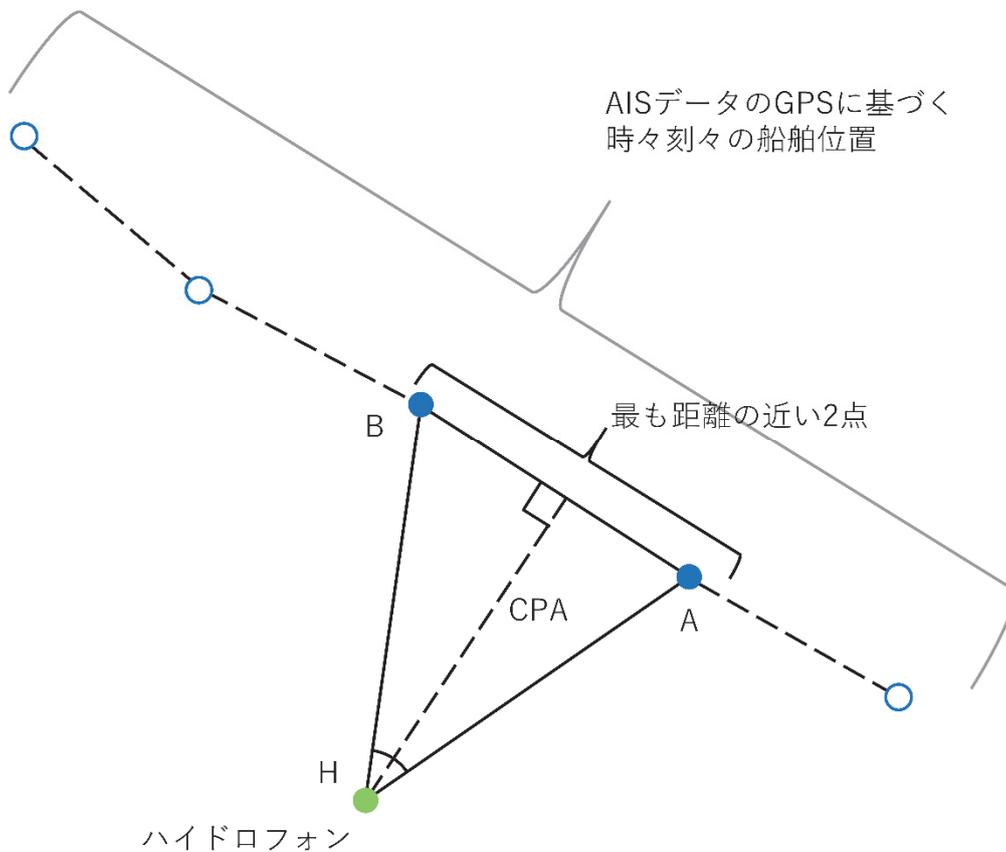


図 4.1.5—CPA および CPA 時刻計算法の概念図

4.1.4.4 受波レベルの推定

ハイドロフォンで録音した音の電圧データから、FFT を用いて電圧のパワースペクトラム密度 PSD を求め、デシベルに変換し、電圧を音圧に変換する校正係数を加えて受波レベル RL を求めた。FFT は 1 秒ごとに計算し、データ点数 N_{FFT} は 2^{15} 個とした。これは約 0.683 秒分のデータに相当する (データ点数 $N_{FFT} \div$ サンプルングレート F_S)。電圧データに FFT を適用する際にはハン窓を用いた。FFT の結果から RL を求める手続きは以下の通りである。まず FFT の周波数分解能 df は、次の式で表される。

$$df = \frac{F_S}{N_{FFT}} \quad (4.1.10)$$

FFTにより得られた各周波数成分の振幅の2乗値を df で除したものが電圧のパワースペクトラムであるが、これにハン窓によるパワースペクトラム減少分を修正（パワースペクトラムを8/3倍）し、電圧のパワースペクトラム $S_{RL_V}(f)$ を求める。さらに $10\log_{10}$ を取ったものにメーカーが公表している校正値 C_{Cali} を加えて受波レベルとした。

$$RL(f) = 10 \log_{10}(S_{RL_V}(f)) + C_{Cali} \quad (4.1.11)$$

RL はハイドロフォン近傍（CPAが1km以内）を航行した外航船舶すべてについて、CPA時刻の前後10分ずつの20分間計算した。さらに求めた RL を、横軸を時刻、縦軸を周波数としてカラーマップで表したものをスペクトログラム（図4.1.6、時刻はUTCで表記）と呼び、スペクトログラムを確認することで対象船舶の水中騒音の受波レベルがノイズに卓越していることを全て確認した。図4.1.6では100Hz前後にいくつかレベルの高い周波数がみられるが、これはプロペラキャビテーションの周期的な変動に起因する水中騒音である。一方、600Hzあたりが周辺のレベルより卓越しているが、これは機械雑音に起因すると考えられる。

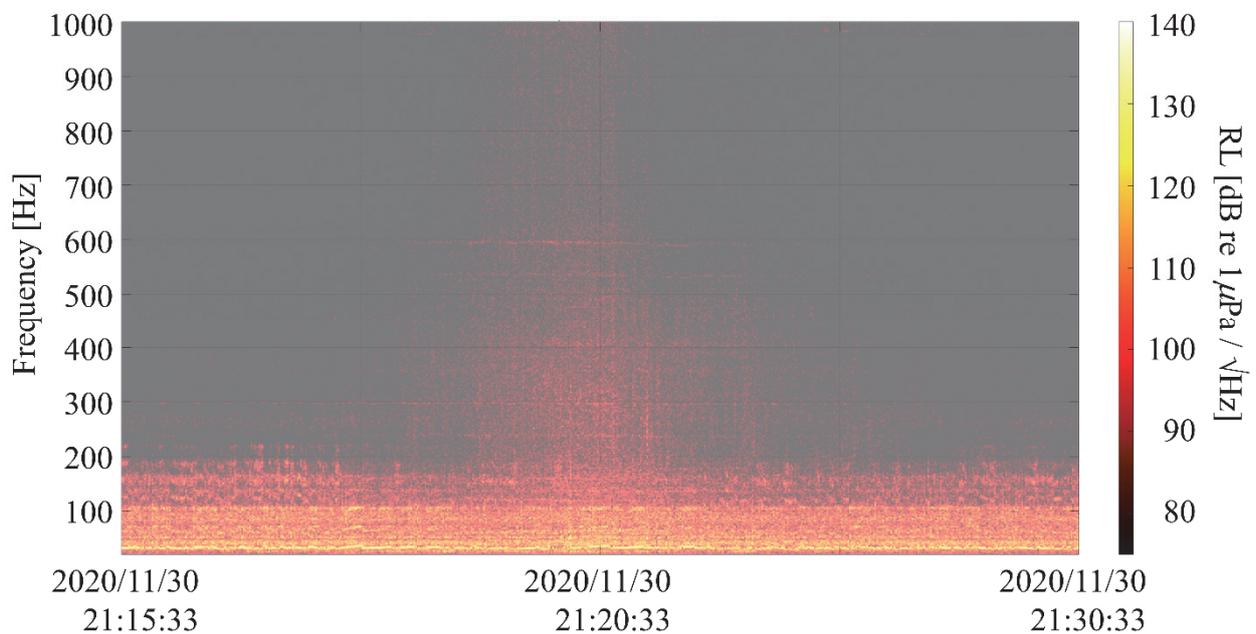


図 4.1.6—100m 程度のケミカル船が CPA 約 360m で航行したときの
上から 2 番目のハイドロフォンのスペクトログラム

4.1.4.5 データの同期とハイドロフォンの時刻の修正

AIS データ、ハイドロフォン、圧力計、流向流速計はそれぞれ独立に動作するので、記録された時刻に基づいて同期し解析する。しかし水中に設置したハイドロフォン、圧力計、流向流速計は機器内部の時計に基づいて時刻を記録しているので、1か月の計測期間中に徐々に時刻がずれていく。一方、AIS データは陸上の受信機がデータを受け取った時刻を記録するため、ほぼ正確な時刻を示していると考えられる。そこで CPA 時刻と考えられるタイミングを、受波レベルのオーバーオール値や反射波の干渉の様子から目視で推定し、その時刻を 4.1.4.3 項の方法で求めた CPA 時刻であったとしてハイドロフォンの時刻の修正を行った。横軸を日時、縦軸を真ん中のハイドロフォン時刻の修正量 [s]としたグラフを図 4.1.7 に示す。12/20 が第 1 回のハイドロフォン回収日であるので、そこで一度リセットされているが、計測開始からおおむね線形に時刻が遅れ、遅れ量は 1 か月で約 2 分程度であることが

わかる。圧力計・流向流速計については時刻の修正を行う指標がなく、またこれらは潮汐の影響が支配的であり、変動周期は12時間程度であるので、数分程度の時刻のずれは解析結果に大きな影響を及ぼすものではないと考えられる。

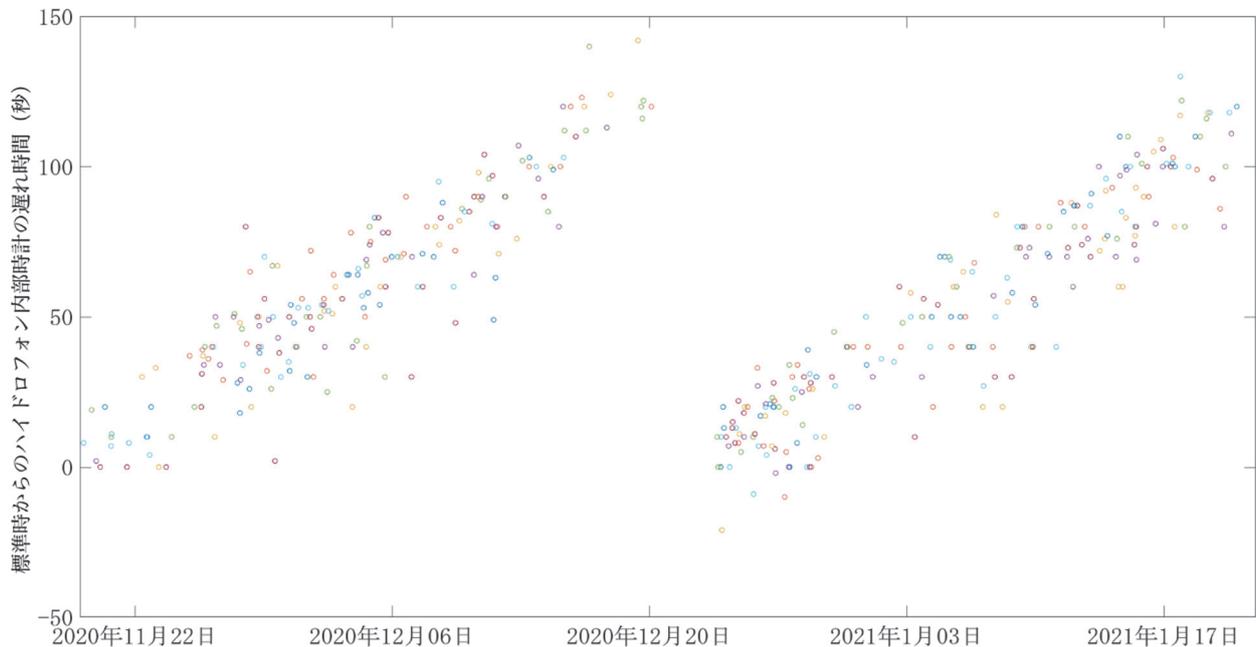


図 4.1.7—ハイドロフォン時刻の修正量の変化

4.1.4.6 受波レベルからの音源レベルの推定

ISOの方法においては、ハイドロフォンから船舶航路に対して垂直な線を引き、左右30度の範囲の水中音記録より RL を求める。本研究では簡単のため、既に1秒ごとに求めてある RL の CPA 時刻前後5秒の計11秒間の平均により求めた。その RL に4.1.1-4.1.2式を適用し SL を求めた。

4.1.4.7 ハイドロフォンにおけるノイズ

ハイドロフォンの極めて近傍を船舶が航行しているにも拘わらず、ノイズに船舶水中騒音が埋もれてしまう例がいくつか見られた(図4.1.8)。ここで、緑の折れ線は RL の0~2000Hzまでの和を図中に納まるように最大値でスケールしたものであり全体的なノイズのレベルを示し、黒の縦実線は全体的なノイズのレベルが最も高い時刻、緑の縦実線はGPS時刻に基づくCPA時刻を示す。このスペクトログラムから船舶水中騒音を単純に抽出することは不可能であり、このようなデータは本研究の2章の分析対象からは除外してある。このノイズの原因としてハイドロフォン周りの流速が関係していると考え、図4.1.9に横軸を日時とし、上段に受波レベル(スペクトラム)と船舶の航行(黒実線)を、中段に20~300Hzの RL のオーバーオール値(青線)と流速の絶対値[cm/s]を、下段に300~1000Hzのオーバーオール値(水色線)とハイドロフォンの傾斜角[deg]を3日分示した。船舶の航行がないにもかかわらず、ノイズが大きい時間帯が1日に1,2回程度あることがわかり、この時流速もハイドロフォンの傾斜角も極大となっていることから、流速に関連したノイズが発生しているといえる。またその周期性から、潮汐が関連しているようである。

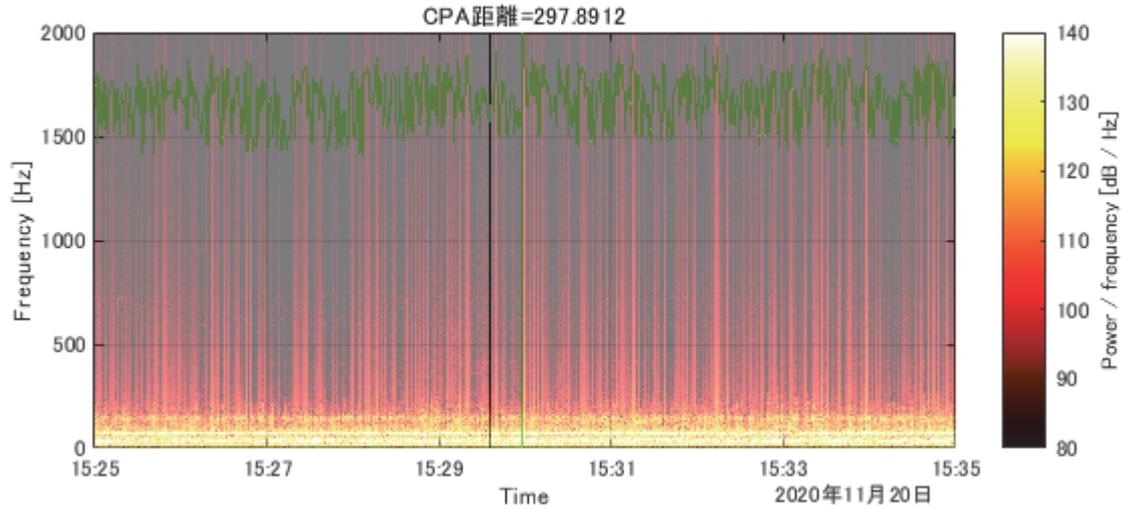


図 4.1.8—CPA 約 300m でコンテナ船が航行したときのスペクトログラム

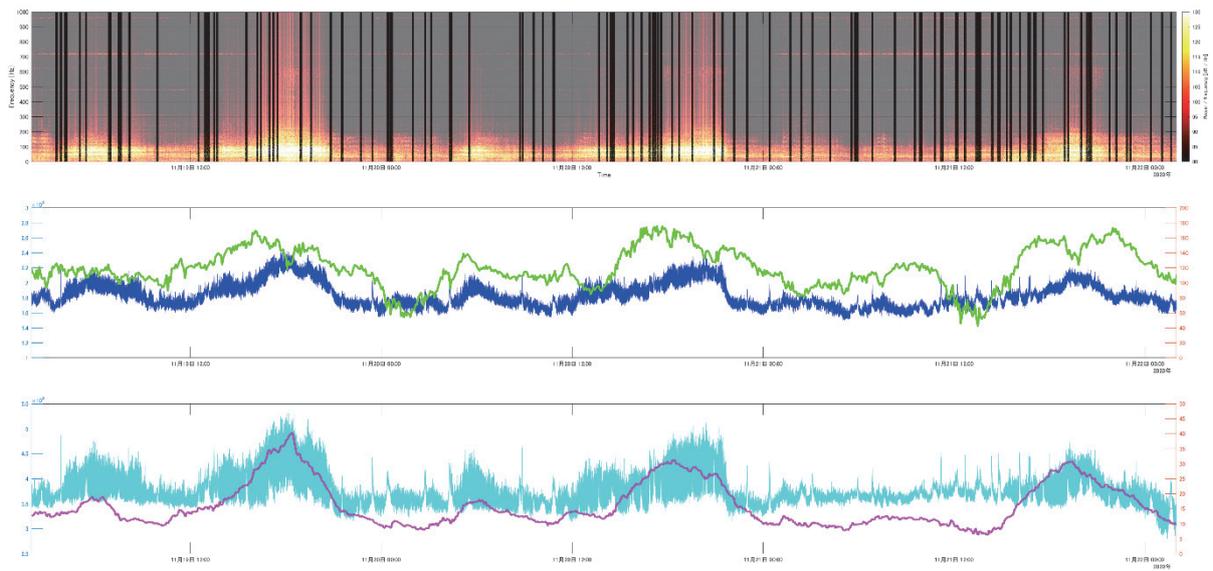


図 4.1.9—ハイドロフォンのノイズと流速およびハイドロフォン系全体の傾斜角の関係

4.1.4.8 狭帯域スペクトルから 1/3 オクターブバンドスペクトルへの変換

SL の狭帯域スペクトラムは 4.1.1 式、4.1.2 式、および 4.1.11 式より

$$\begin{aligned}
 SL(f) &= RL(f) + 20\log_{10}r \\
 &= 10\log_{10}(S_{RL,V}(f)) + C_{cali} + 20\log_{10}r
 \end{aligned}
 \tag{4.1.12}$$

と求められており、 SL のパワースペクトラム $S_{SL}(f)$ は

$$S_{SL}(f) = 10^{\frac{SL(f)}{10}}
 \tag{4.1.13}$$

と表され、FFT の分解能に応じた一定の周波数刻み df の離散データとして求められている。音響解析ではしばしば、このような等差的な周波数刻みのスペクトラムを、耳に感じる周波数特性に準じて等

比的な周波数刻みのスペクトラムに変換する。水中音響解析では 1/3 オクターブバンドが用いられることが多いようなので、本研究でも SL のパワースペクトラムを 1/3 オクターブバンドに変換し、そのデシベル値を用いて 2 章の解析を行った。オクターブバンド解析の中心周波数 f_k および遮断周波数 f_k^- および f_k^+ は、1000Hz を基本として、2 の累乗もしくは 10 の累乗に基づいて決定される。本研究では、JIS1514: 2002 で推奨される 10 の累乗に基づき決定したが、両者に大差はない。

$$f_k = 1000 \times 2^{\frac{k}{3}}, f_k^- = f_k \times 2^{\frac{-1}{6}}, f_k^+ = f_k \times 2^{\frac{1}{6}} \quad (4.1.14)$$

$$f_k = 1000 \times 10^{\frac{k}{10}}, f_k^- = f_k \times 10^{\frac{-1}{20}}, f_k^+ = f_k \times 10^{\frac{1}{20}} \quad (4.1.15)$$

ここで k は整数であるが、本研究では解析周波数をハイドロフォンで収録可能な最低周波数である 20Hz 以上とし、上限を 1000Hz としたので、4.1.15 式において $k=-16, -15, \dots, -1$ とした ($k=-17$ の下限周波数は 17.78Hz で、 $k=0$ の上限周波数は 1122Hz)。 SL を 1/3 オクターブバンドで表した $SL_{1/3}$ は、

$$SL_{1/3}(f_k) = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{f_k^+ - f_k^-} \int_{f_k^-}^{f_k^+} S_{SL}(f) df \right) \quad (4.1.16)$$

として求められる。 $S_{SL}(f)$ は df ごとの離散データなので、区分線形近似し台形公式により 4.1.16 式の積分を実行した。

4.1.5 まとめ

本章では、本プロジェクトにおける水中音計測の概要を示し、計測した水中音から船舶水中騒音の音源レベルを推定する方法について述べた。上記方法により、ハイドロフォンの時刻遅れや潮汐によると思われるノイズによる影響を排し、2 章に示す船舶水中騒音の音源レベルの分析を行った。

4.2 船舶水中騒音の音源レベルの分析

4.2.1 はじめに

船舶水中騒音における船種やサイズ、建造年、建造国ごとの傾向を確認するため、1章で示した方法に基づき推定された1/3オクターブバンドSLを用いた分析を行った。先行研究（例えば Simard et al. (2016), MacGillivray et al. (2019)）にならい、SLは箱ひげ図を用いて比較した。

4.2.2 分析対象の決定

本研究において船舶水中騒音の音源レベルは球面拡散損失の式(4.1.2式)に基づいて推定するが、これは水中音の音源をモノポール音源とみなした時に、音波のエネルギーが球面上に拡散することを仮定して導かれるものである。したがって、ハイドロフォンが音源に近すぎる場合にも、通すぎる場合にも、その推定誤差が無視できないレベルになると考えられる。そこでまず、計測期間内にハイドロフォン近傍を複数回航行した船舶A、Bを対象として4.1.4節に示した通りにSL [dB re 1μPa / √Hz @1m]を推定し、球面拡散損失が有効と考えるCPA距離の検討を行った。一般的な船舶の水中騒音は、広い周波数帯においてキャビテーションが支配的であり、多数のキャビティ気泡のランダムな発生・崩壊に起因する広帯域雑音と、ブレードレート(プロペラ回転数と翼数の積)の整数倍の周波数に現れる、キャビテーションの周期的な増減に起因する高調波成分に大別される。まずキャビテーションの広帯域雑音については、100Hzあたりにピークを持ち、10kHz程度までは周波数 f に対して

$$10\log_{10}f^{-2} \quad (4.2.1)$$

なる割合で減少していくことが知られている。すなわち、周波数が2倍になると6dB程度ずつSLが減少する。一方キャビテーションの高調波成分は、比較的低い周波数帯に鋭いピークとして規則的に現れる。

図4.2.1-4.2.8に船舶A、BのSLを、横軸を対数表示した周波数、縦軸をSLとして示す。以下、上のハイドロフォンから順に、ハイドロフォン1、2、3とする。各航行のCPAは、図4.2.3-4.2.8の凡例に示す。図4.2.1-4.2.8では横軸を対数表示しているため、200Hz程度以上の周波数帯ではおおむね直線状にSLが減少する。図4.2.1および4.2.2はそれぞれ船舶A、Bについて各ハイドロフォンより推定されたSLを示し(赤:ハイドロフォン1、緑:ハイドロフォン2、青:ハイドロフォン3)、図4.2.3-4.2.8はハイドロフォンごとにSLを示す。船舶Aについてデータ数がハイドロフォンごとに一致しないのは、ノイズが大きく音源レベルが推定できないと判断したデータがあるためである。なお、船舶水中騒音がノイズのレベルを卓越しない例は、ハイドロフォン1、2、3の順で多かった。まず図4.2.1および4.2.2について、それぞれ同じ船舶のSLを示すが、本計測は自然界における計測であるため海象条件を揃えることは不可能であり、また航行状態も少しずつ異なっていると考えられることから、ある程度のばらつきがみられる。また、ハイドロフォン1から推定されたSLは200Hzまでの周波数帯でハイドロフォン2、3より大きい。これは図4.2.3-2.2.5および図4.2.6-4.2.8より、高調波成分と思われる顕著なピークがハイドロフォン1にしか見られないためと考えられる。この点については将来的に音波の波動性を考慮した検討を行う必要があると考えられるが、本研究ではハイドロフォンごとにSLを分析することとした。またCPAについて、図4.2.3-4.2.5においてはCPAによる顕著な相違は見られず、図4.2.6-4.2.8においては最もCPAの大きい847mの結果の傾向が他の距離と違うようである。そこで本研究では少し厳しめに、CPAが水深の2倍までのデータを分析対象とした。

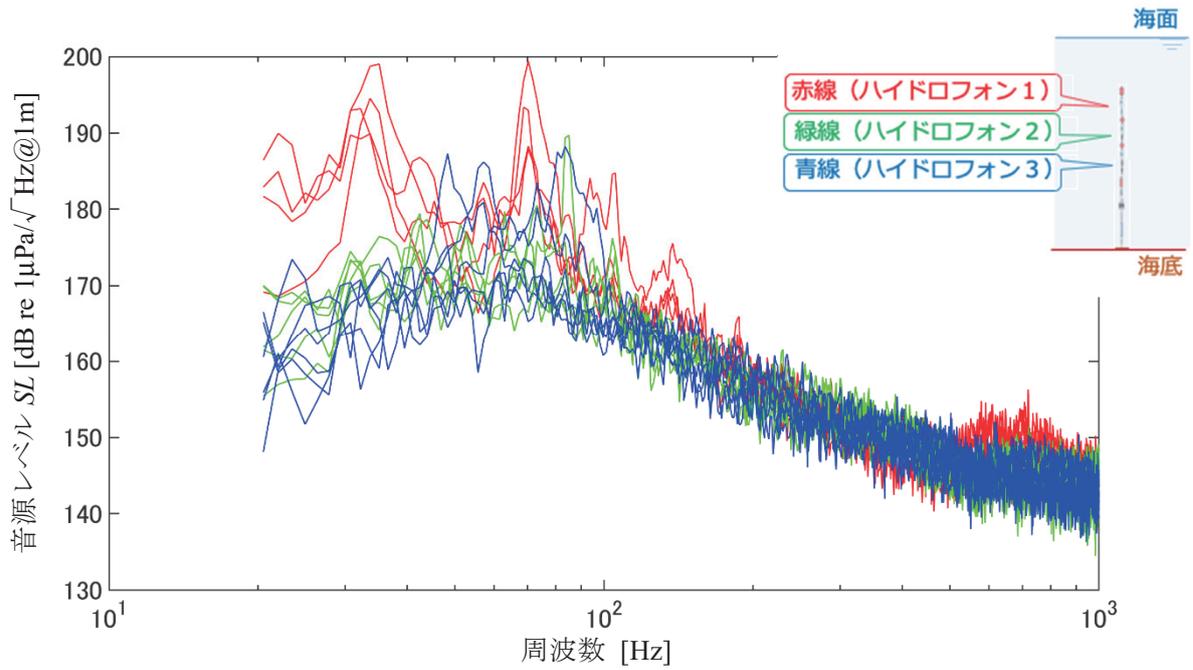


図 4.2.1—ハイドロフォン 1 (赤)、2 (緑)、3 (青) より求めた SL (船舶 A)
横軸は周波数を対数表示している

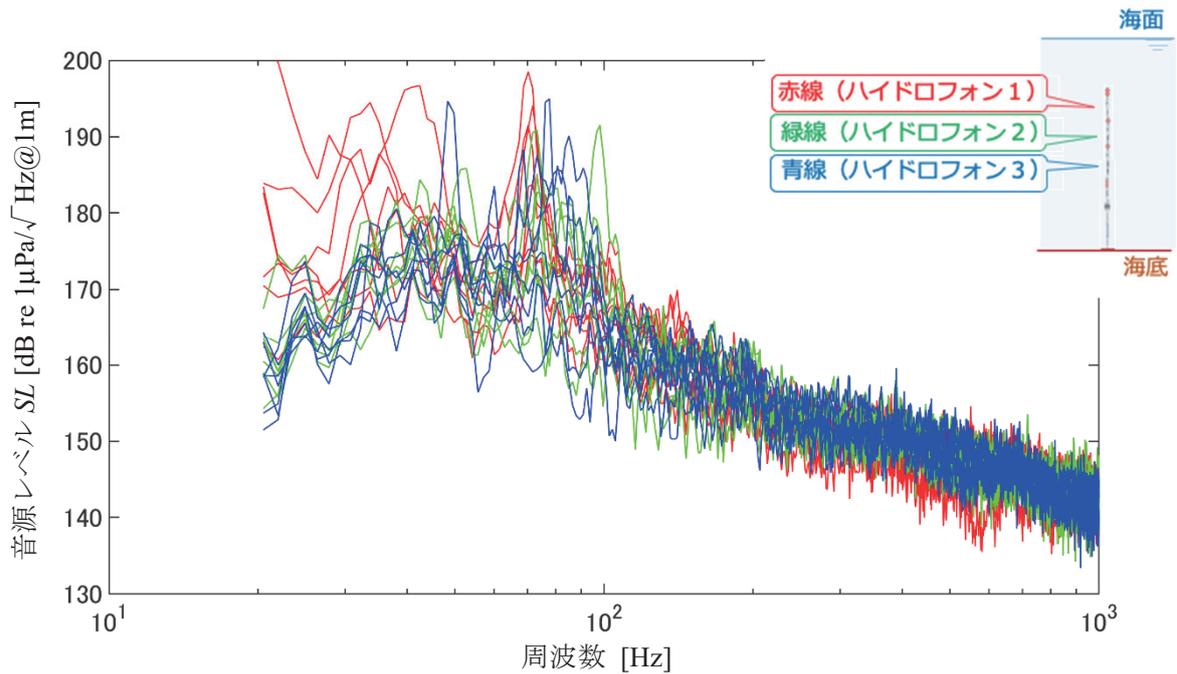


図 4.2.2—ハイドロフォン 1 (赤)、2 (緑)、3 (青) より求めた SL (船舶 B)
横軸は周波数を対数表示している

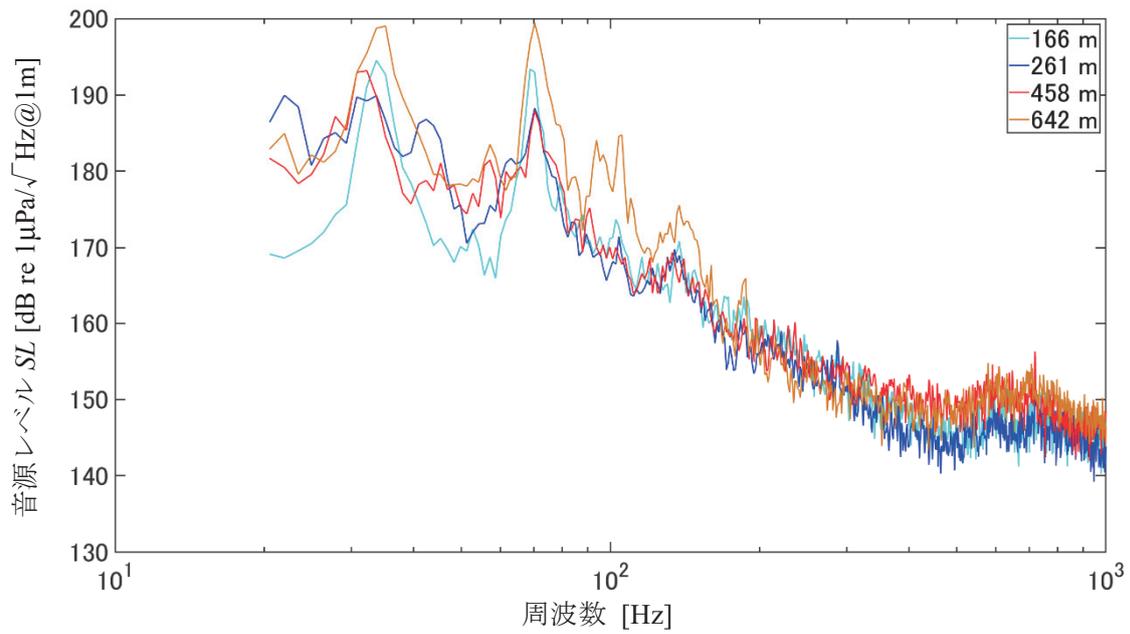


図 4.2.3—ハイドロフォン 1 より求めた SL (船舶 A)

横軸は周波数を対数表示し、凡例はそれぞれの SL を求めた際の CPA 距離を表す

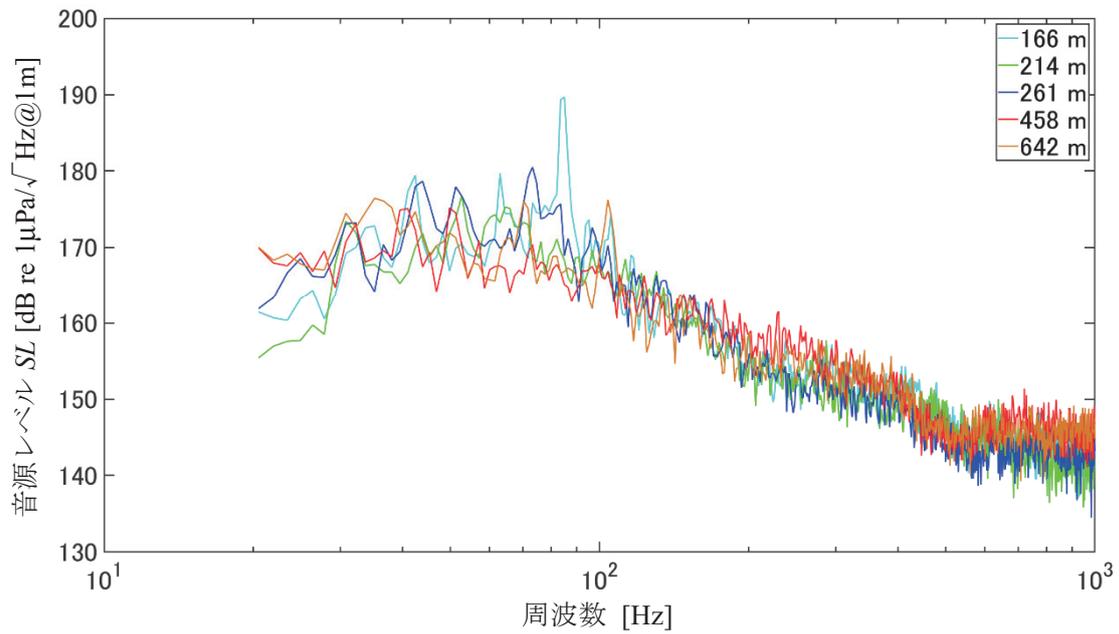


図 4.2.4—ハイドロフォン 2 より求めた SL (船舶 A)

横軸は周波数を対数表示し、凡例はそれぞれの SL を求めた際の CPA 距離を表す

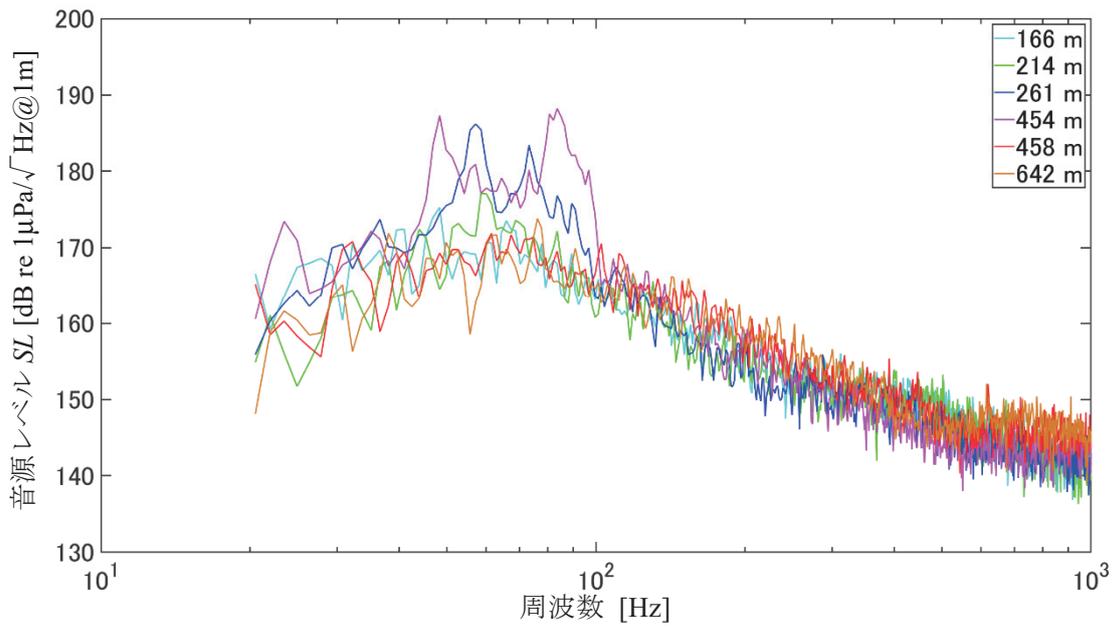


図 4.2.5—ハイドロフォン 3 より求めた SL (船舶 A)

横軸は周波数を対数表示し、凡例はそれぞれの SL を求めた際の CPA 距離を表す

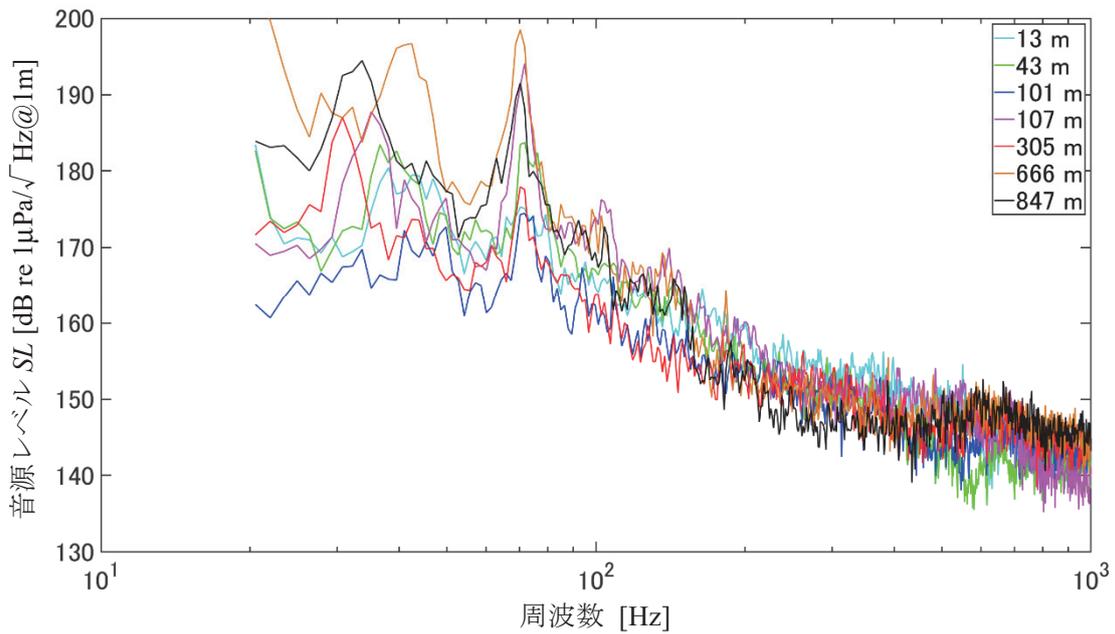


図 4.2.6—ハイドロフォン 1 より求めた SL (船舶 B)

横軸は周波数を対数表示し、凡例はそれぞれの SL を求めた際の CPA 距離を表す

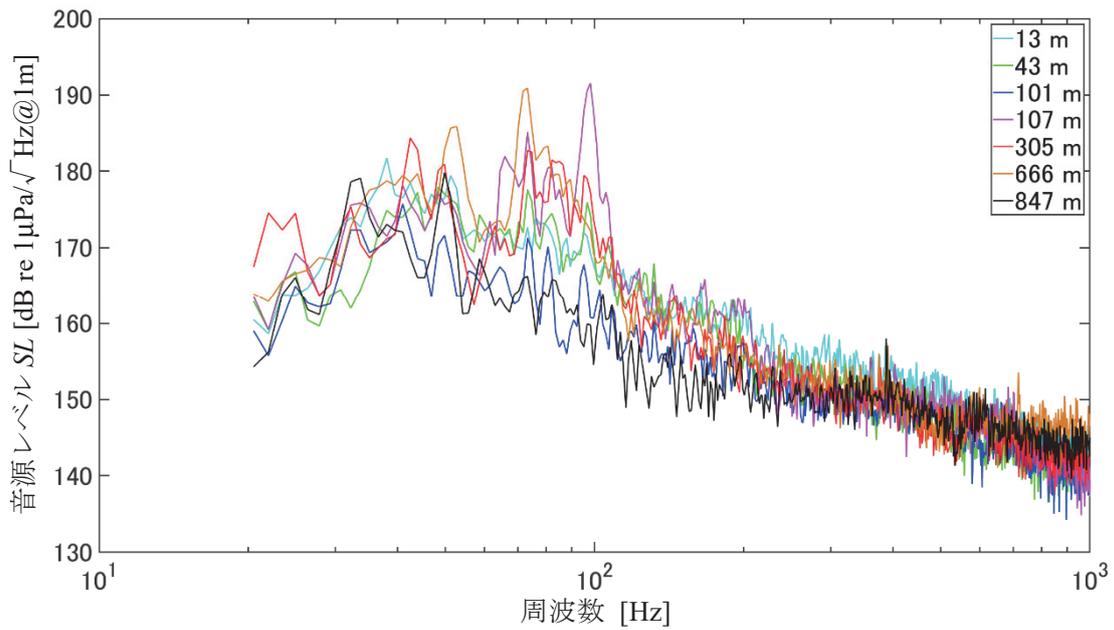


図 4.2.7—ハイドロフォン 2 より求めた SL (船舶 B)

横軸は周波数を対数表示し、凡例はそれぞれの SL を求めた際の CPA 距離を表す

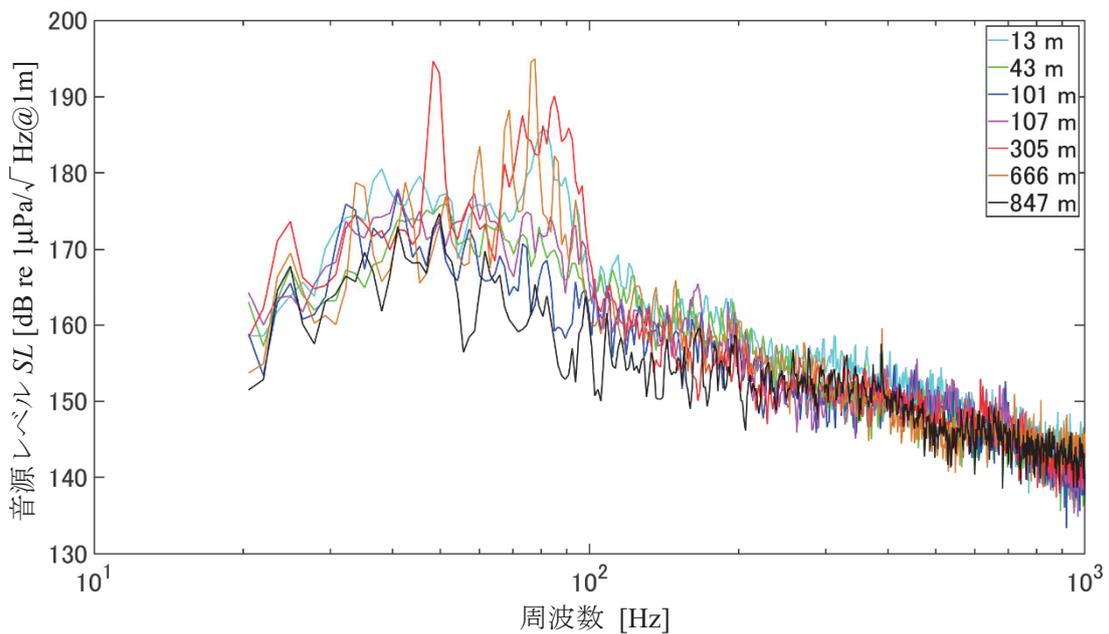


図 4.2.8—ハイドロフォン 3 より求めた SL (船舶 B)

横軸は周波数を対数表示し、凡例はそれぞれの SL を求めた際の CPA 距離を表す

4.2.3 船種・船長・建造年と船舶水中騒音の関係

求められた 1/3 オクターブバンド SL は、先行研究 (例えば Simard et al. (2016), MacGillivray et al. (2019)) にならい、箱ひげ図を用いてグラフ化した。箱ひげ図とはデータのばらつきを表現するものであり、本研究では箱ひげ図を用いて中央値、四分位数、外れ値と存在範囲、中央値の 95%信頼区間を

表示している。以下では基本的に、中央値を赤実線、第1四分位数および第3四分位数を青実線、外れ値を赤+、外れ値でないデータの存在範囲を黒線、中央値の信頼区間を箱のくびれ(ノッチ)で示す。また、各四分位数から四分位数間領域の1.5倍以上離れたデータを外れ値として扱った。本節では全ての推定されたSLを用いて、船種・船長・建造年によるSLの大まかな傾向を確認した。また、以下の分析では、チップ船は撒積船に、プロダクトオイルタンカーはケミカル船にそれぞれ含めた。

まず船種について、ハイドロフォンごとにSLが推定された船舶数を、船種ごとに表4.2.1に示す。計測海域においてはコンテナ船や自動車運搬船の航行が多いことがわかる。ここでハイドロフォン1のデータが顕著に少ないのは、ノイズの影響で船舶水中騒音レベルが推定できないと判断したデータが多かったためである。図4.2.9-4.2.11に船種ごとの1/3オクターブバンドSLを、各ハイドロフォンについて示した。どの船種もSLのピークを100Hz以下に持ち、数百Hz以上でSLが直線的に減少しており、一般的な船舶水中騒音の特徴と合致している。どの船種においても低周波数側に高調波成分によると思われるピークが複数存在するが、SLの周波数変化に関しては船種間に特に顕著な差はみられない。次に図4.2.12-4.2.13に、中心周波数ごとに各船種の1/3オクターブバンドSLを示した。ここで箱ひげ図の色は、ハイドロフォン1、2、3の順に、赤、緑、青とした。また、横軸の数字はそれぞれ、1: コンテナ船、2: 自動車専用船、3: 一般貨物船、4: 撒積船、5: ケミカル船、6: 油槽船を表す。まず100Hz以下の周波数において、ハイドロフォン1の結果はハイドロフォン2、3と比較して中央値・ばらつきともにも大きい傾向にある。これは4.2.2節で述べた通り、ハイドロフォン1のみ低周波数帯においてSLが高く推定されている(もしくはハイドロフォン2、3の低周波数帯が低く推定されている)ためである。またハイドロフォン2、3の結果に注目すると、コンテナ船のSLが他の船種に比べ大きく、次いで自動車専用船が大きい傾向にあり、100Hz以下の低周波数帯においてその傾向は顕著である。

次にサイズによる音源レベル変化の傾向を確認した。本研究ではサイズの代表値として船長を用いた。図4.2.14に船長ごとの航行隻数を示す。ここで棒グラフの色は、ハイドロフォン1、2、3の順に、赤、緑、青とした。計測海域においては100-250m程度の船舶が大勢を占めるが、一部300m以上の船舶の往来も確認された。6つの船長区分(0-100、100-150、150-200、200-250、250-300、300-400[m])を用いて、各船長区分ごとの1/3オクターブバンドSLを、図4.2.16-4.2.18に各ハイドロフォンについて示した。それぞれの区分の航行隻数は各図タイトルにも記載した。船種による比較と同様に、周波数に対する音源レベル変化の傾向には、船長の影響は顕著には現れない。図4.2.19-4.2.20に中心周波数ごとに各船長区分の1/3オクターブバンドSLを示した。ここで箱ひげ図はハイドロフォン1、2、3の順に、赤、緑、青とした。横軸の数字はそれぞれ船長区分が、1: 0-100[m]、2: 100-150[m]、3: 150-200[m]、4: 200-250[m]、5: 250-300[m]、6: 300-400[m]であることを表す。おおむね全ての周波数帯において、船長の増加に伴うSL増加の傾向がみられる。一方で、最も小さい船長区分の船舶のSLも高いようである。

次に建造年による音源レベル変化の傾向を確認した。図4.2.15に建造年ごとの航行隻数を示す。ここで棒グラフの色は、ハイドロフォン1、2、3の順に、赤、緑、青とした。計測海域においては船齢の分布としては10年程度がピークであるようだが、30年以上の船舶の往来も観測された。6つの建造年区分(-2004、2005-2007、2008-2010、2011-2013、2014-2016、2017-[年])を用いて、各建造年区分ごとの1/3オクターブバンドSLを、図4.2.21-4.2.23に各ハイドロフォンについて示した。船種・船長による比較と同様に、周波数に対する音源レベル変化の傾向には、建造年の影響は顕著には現れない。図4.2.24-4.2.25に中心周波数ごとに各建造年区分の1/3オクターブバンドSLを示した。こ

ここで箱ひげ図はハイドロフォン1、2、3の順に、赤、緑、青とした。横軸の数字はそれぞれ建造年区分が、1: -2004[年]、2: 2005 - 2007 [年]、3: 2008 - 2010 [年]、4: 2011 - 2013 [年]、5: 2014 - 2016 [年]、6: 2017 - [年]であることを表す。おおむね全ての周波数帯において、船齢の増加に伴うSL増加の傾向がみられる。

本節において、船種・船長・建造年による船舶水中騒音のSLの傾向を明らかにしたが、計測海域を通過した全ての外航船の水中騒音データを用いたため、様々な要因が複合した分析となっていると考えられる。そこで以下の節において、船種ごとに分析を行うことで、船長や建造年、建造国ごとの船舶水中騒音の傾向をさらに検証する。

表 4.2.1－ハイドロフォンごとのSLが計測された船舶数

船種	ハイドロフォン1	ハイドロフォン2	ハイドロフォン3
コンテナ船	48	64	67
自動車専用船	27	45	50
一般貨物船	30	38	41
撒積船	28	36	42
チップ船	0	2	2
ケミカル船	17	19	20
プロダクトオイルタンカー	1	1	1
油槽船	11	13	13
LPG船	7	9	10
RORO船	2	2	3
鉍石船	2	3	2
冷凍船	1	2	2
漁船	1	2	2
官公庁船	0	1	1
客船	0	1	1
その他の専用船	1	1	1
合計	176	239	258

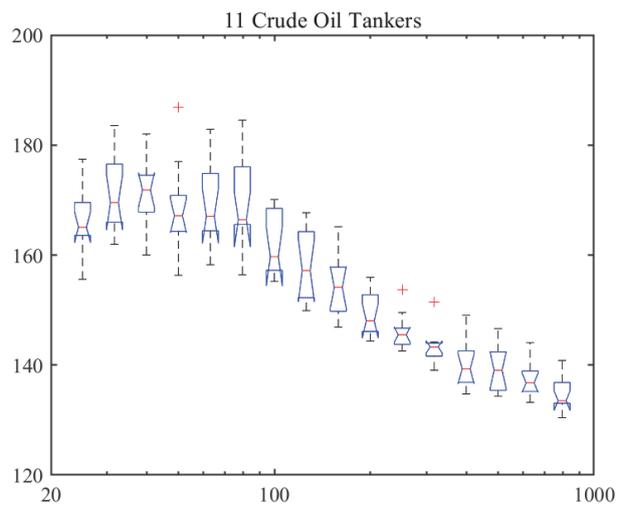
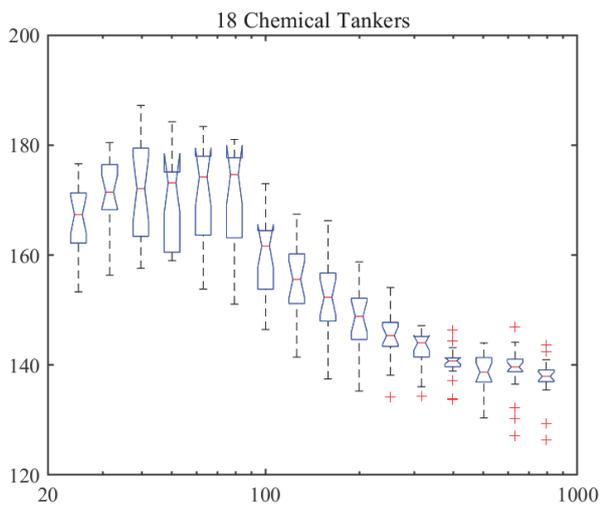
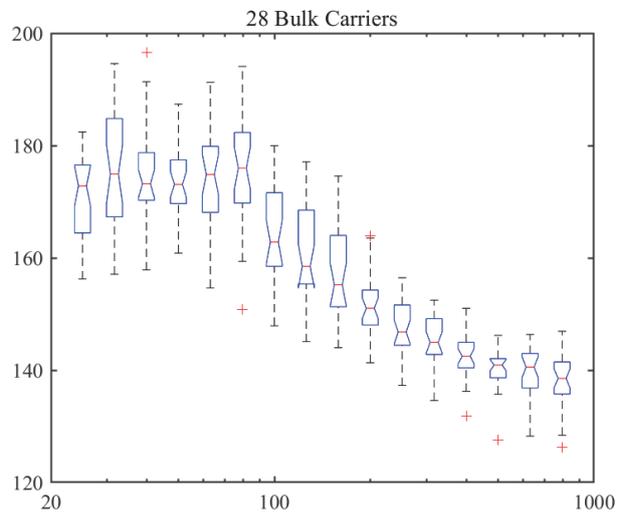
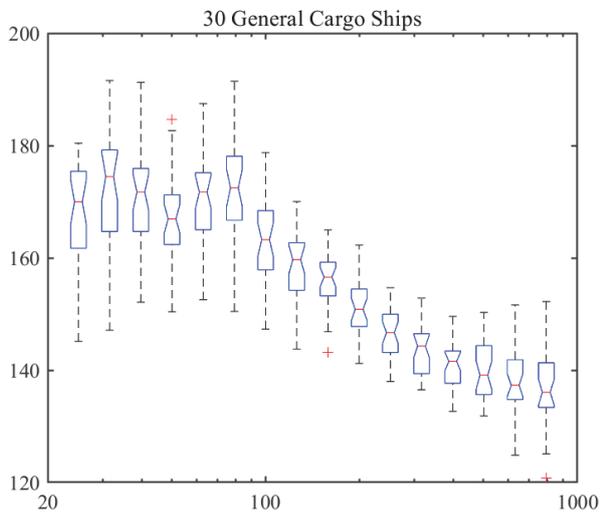
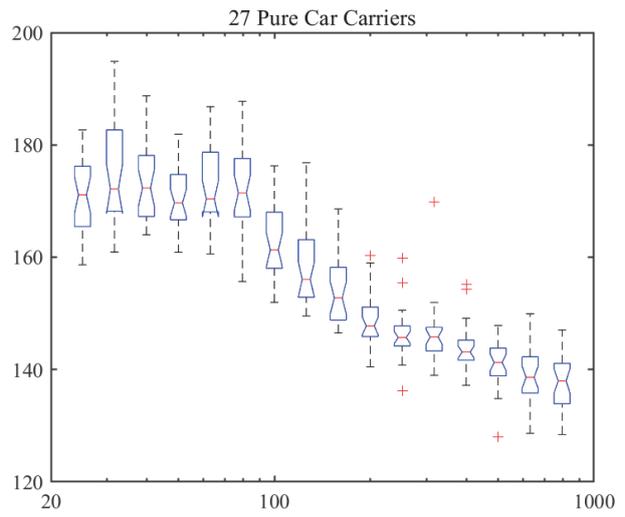
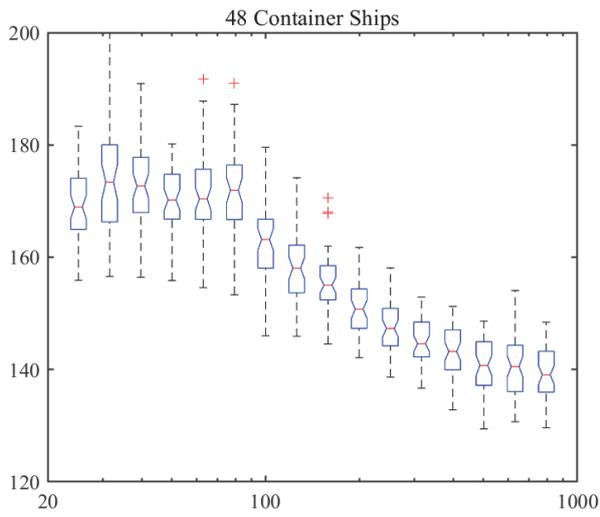


図 4.2.9—船種ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船種と航行隻数は図のタイトルに表示

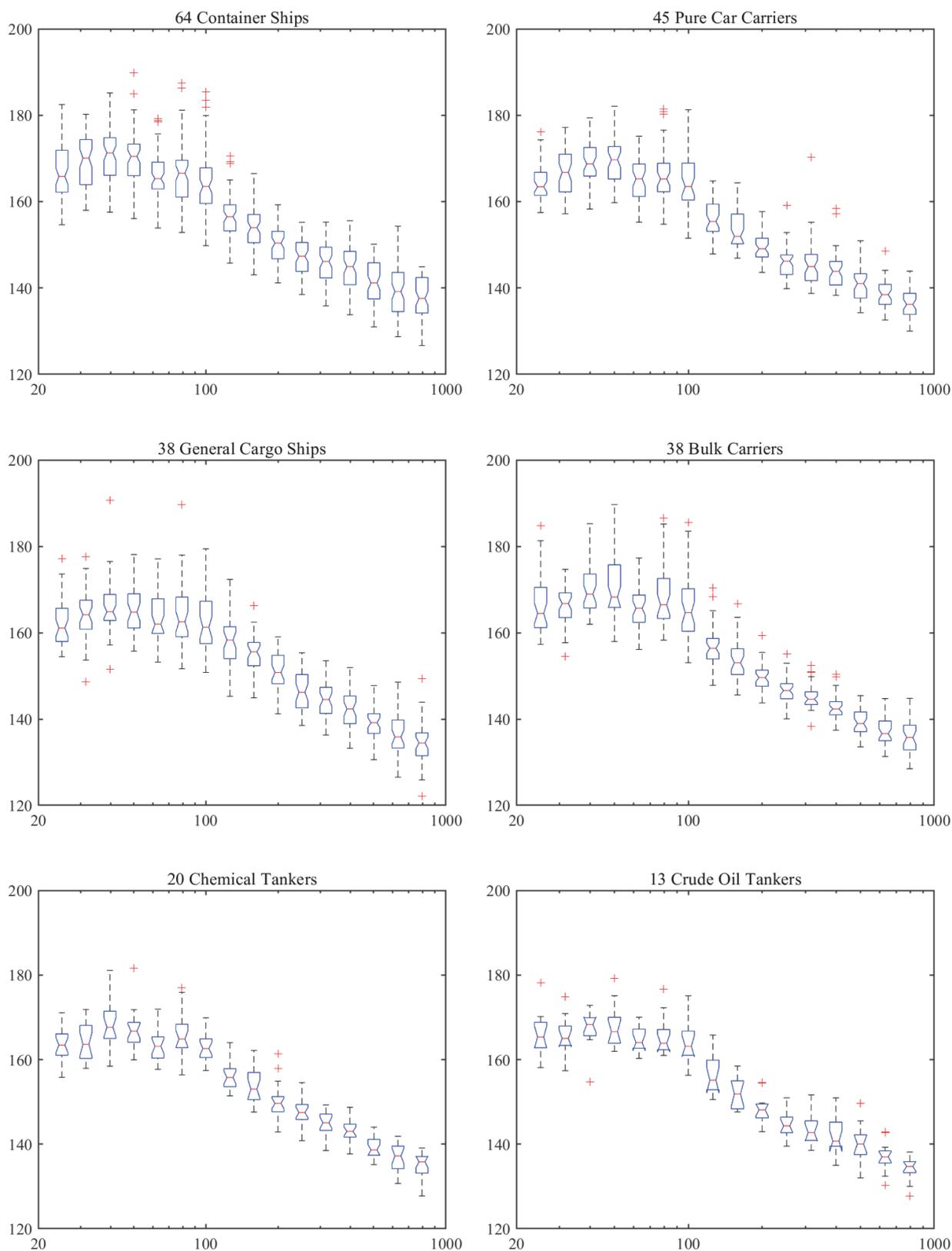


図 4.2.10—船種ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船種と航行隻数は図のタイトルに表示

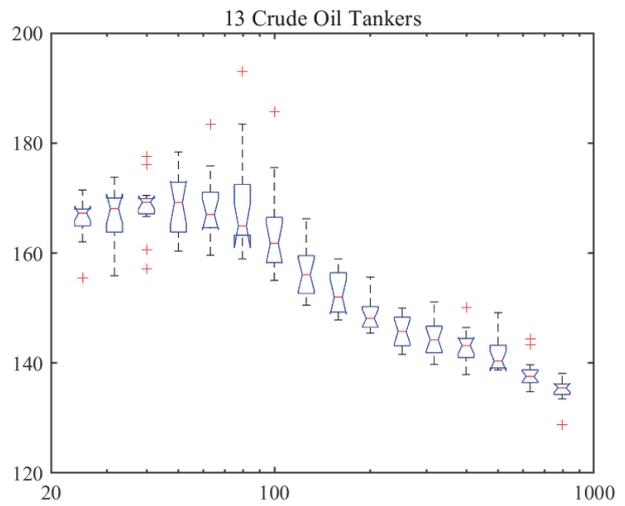
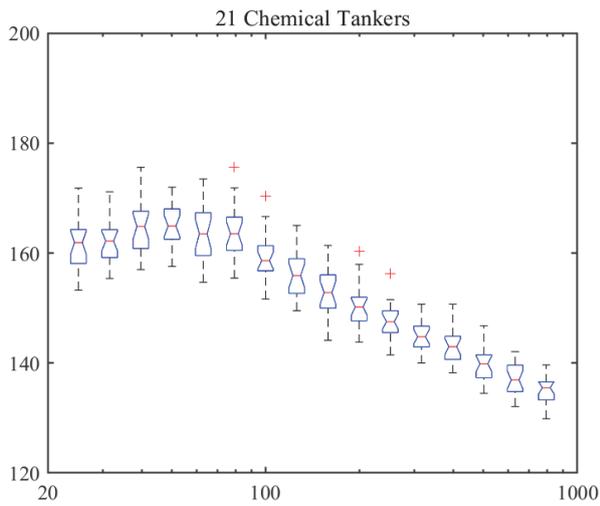
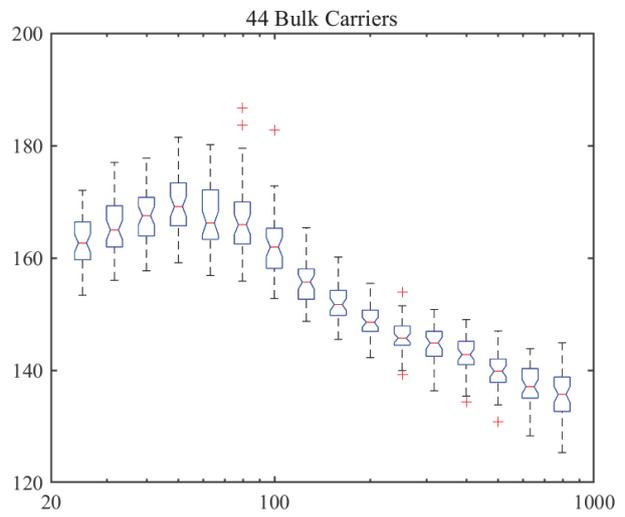
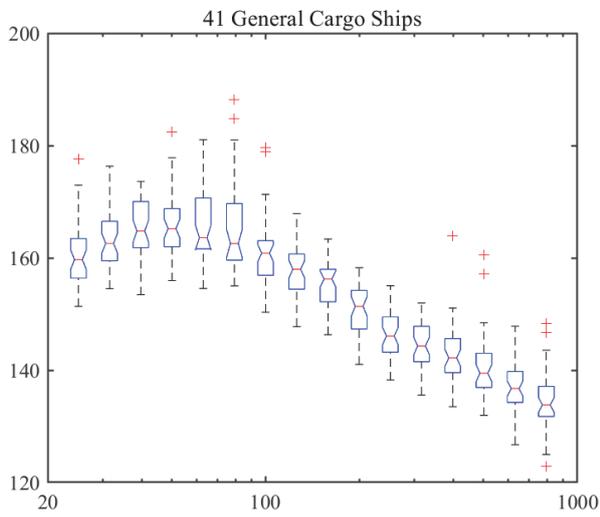
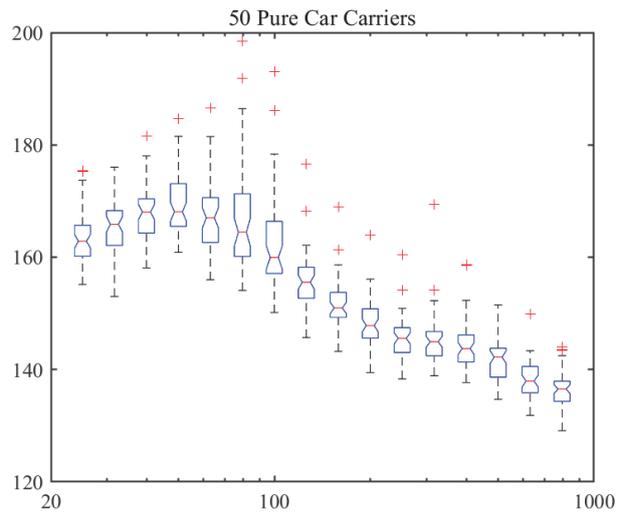
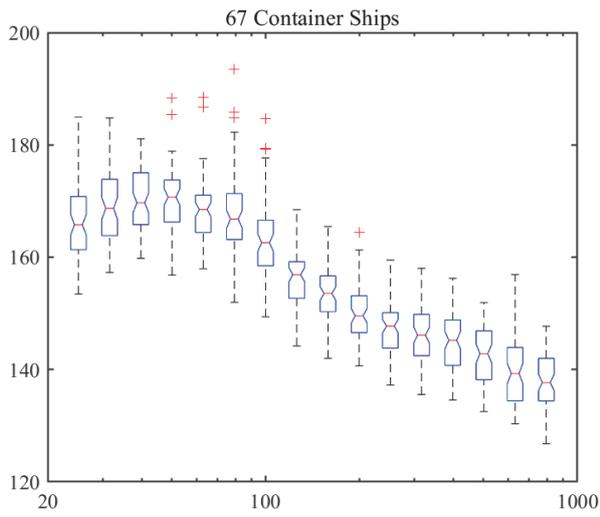


図 4.2.11—船種ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船種と航行隻数は図のタイトルに表示

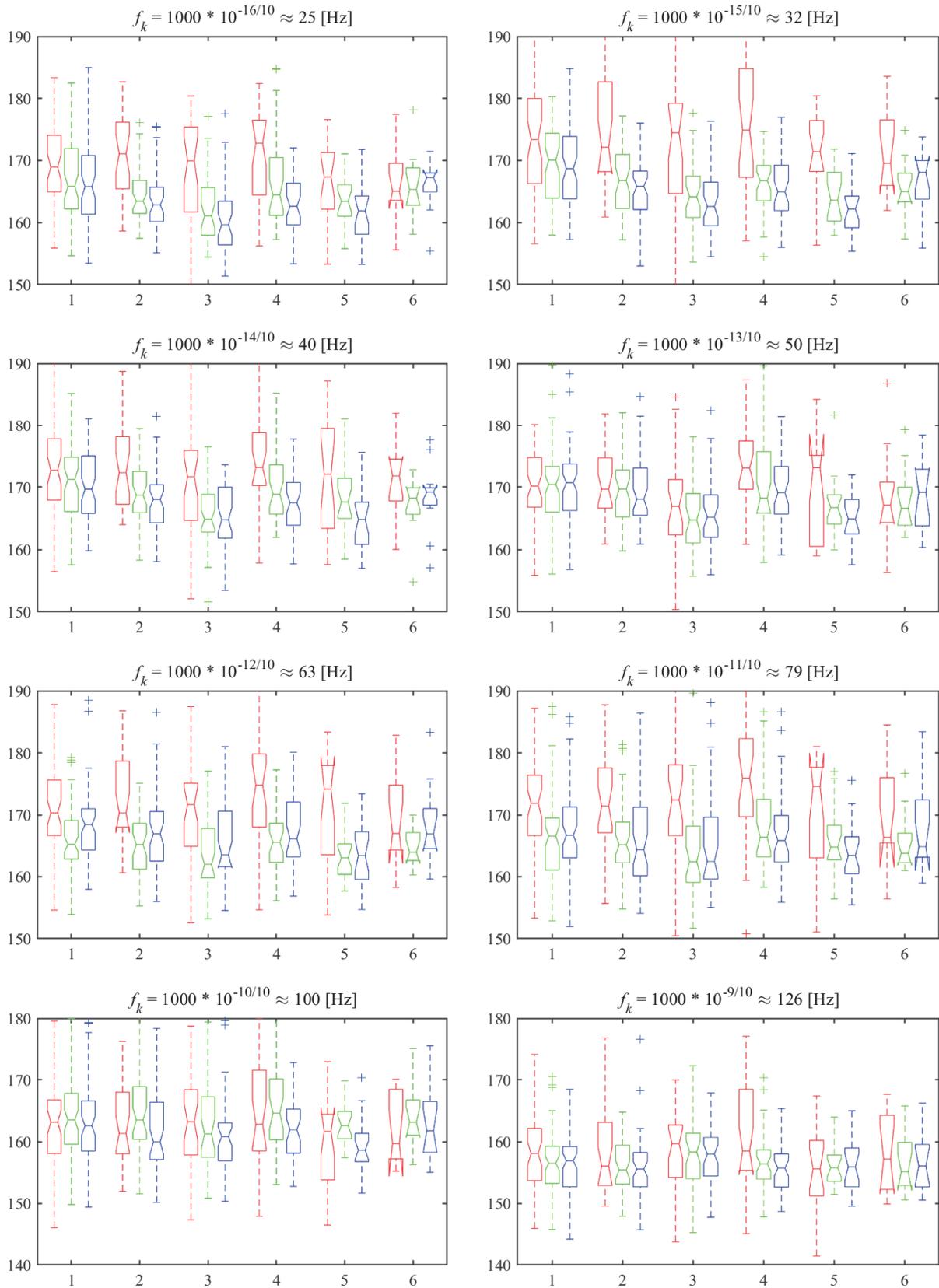


図 4.2.12—中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)

横軸は 1: コンテナ船、2: 自動車専用船、3: 一般貨物船、4: 撒積船、5: ケミカル船、6: 油槽船
赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

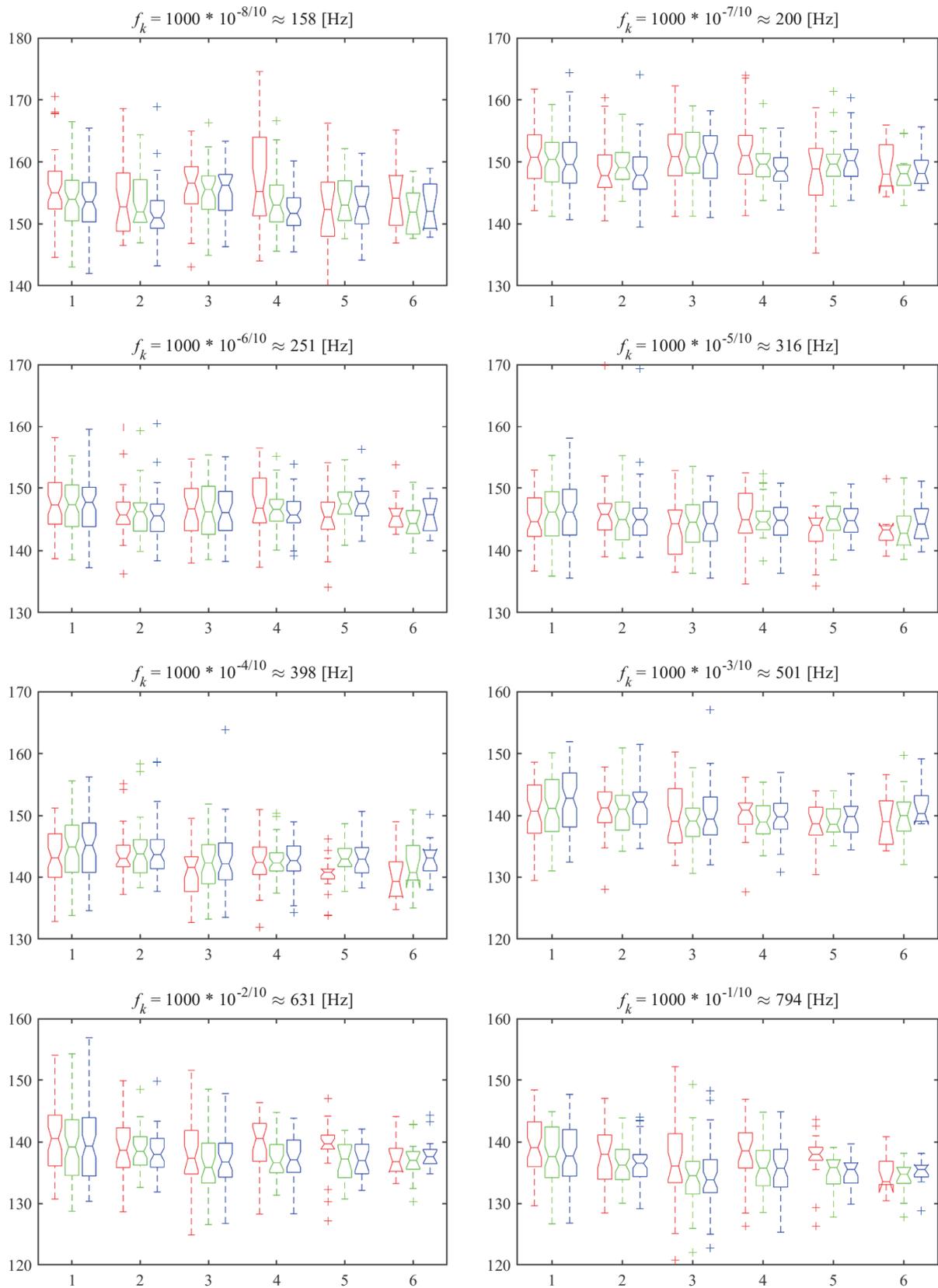


図 4.2.13—中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸は 1: コンテナ船、2: 自動車専用船、3: 一般貨物船、4: 撒積船、5: ケミカル船、6: 油槽船
赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

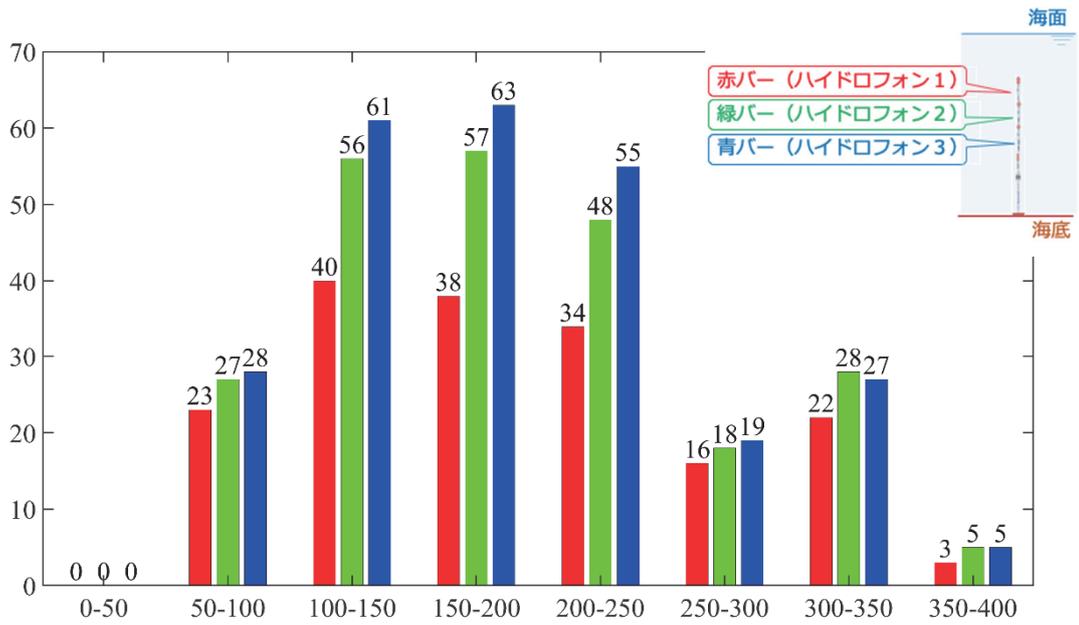


図 4.2.14－船長ごとの航行隻数

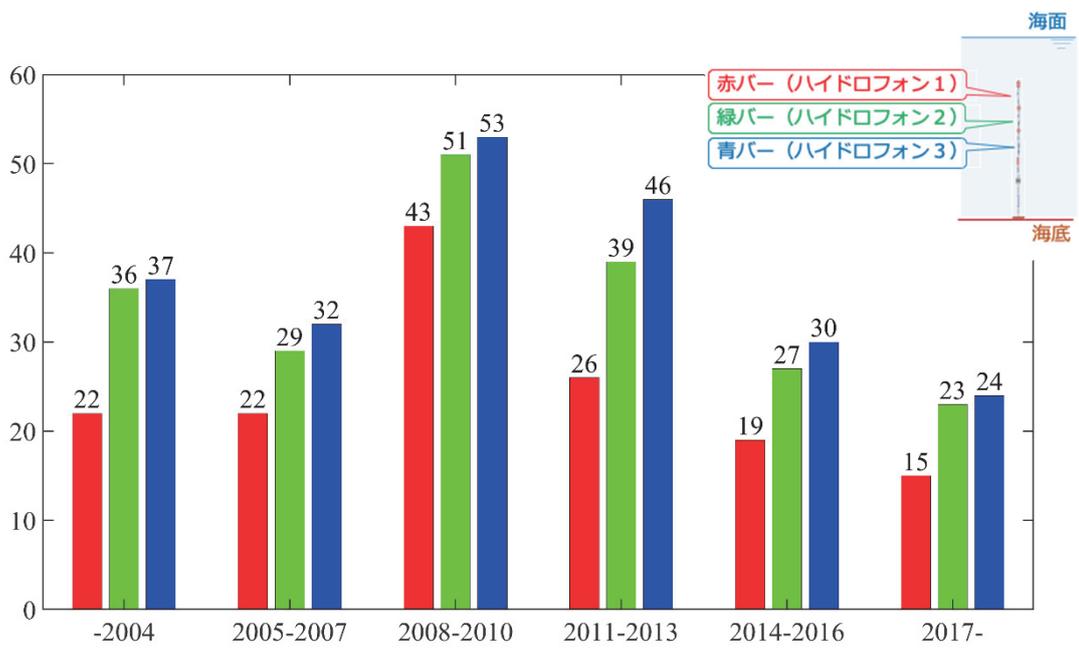


図 4.2.15－建造年ごとの航行隻数

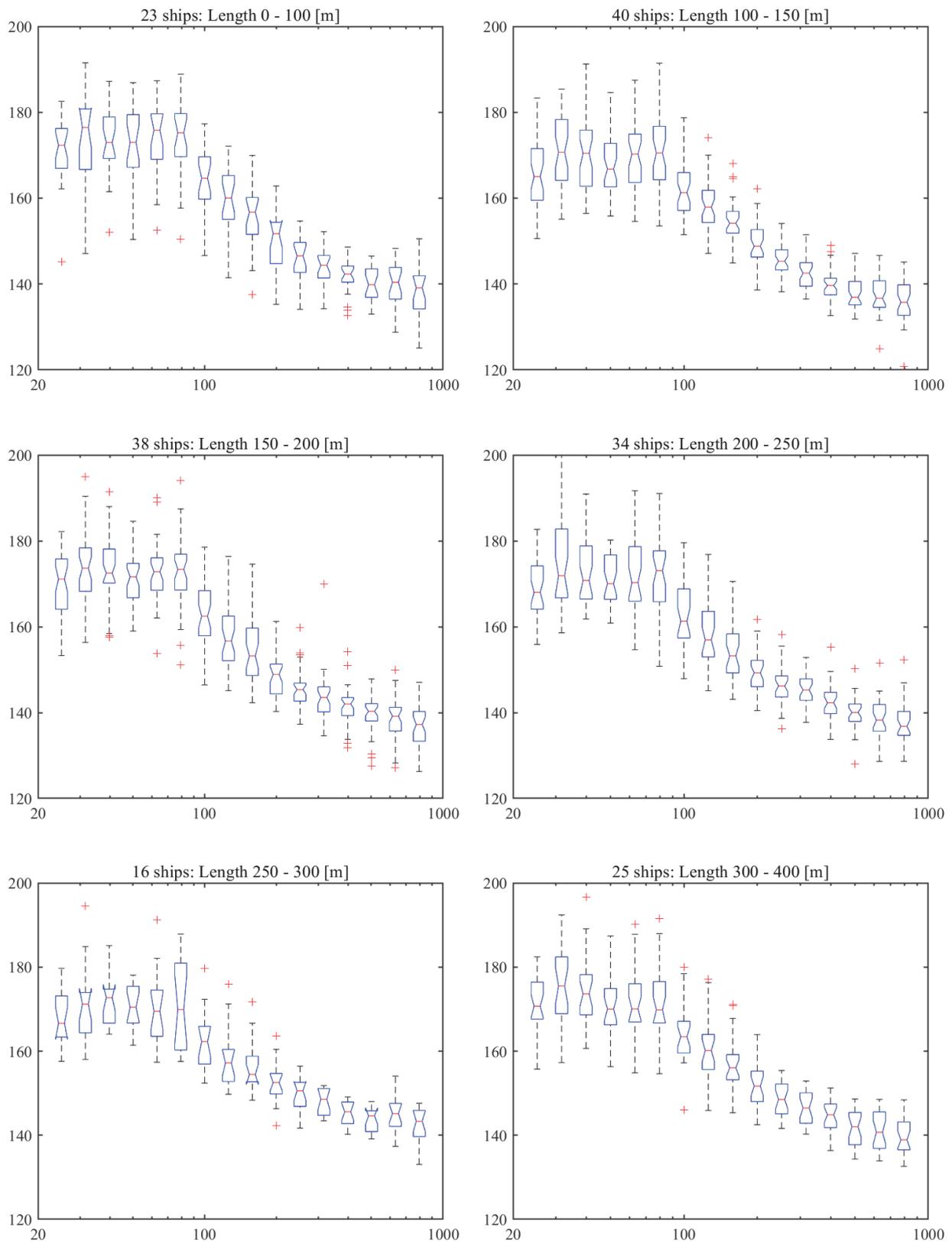


図 4.2.16—船長ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船長区分と航行隻数は図のタイトルに表示

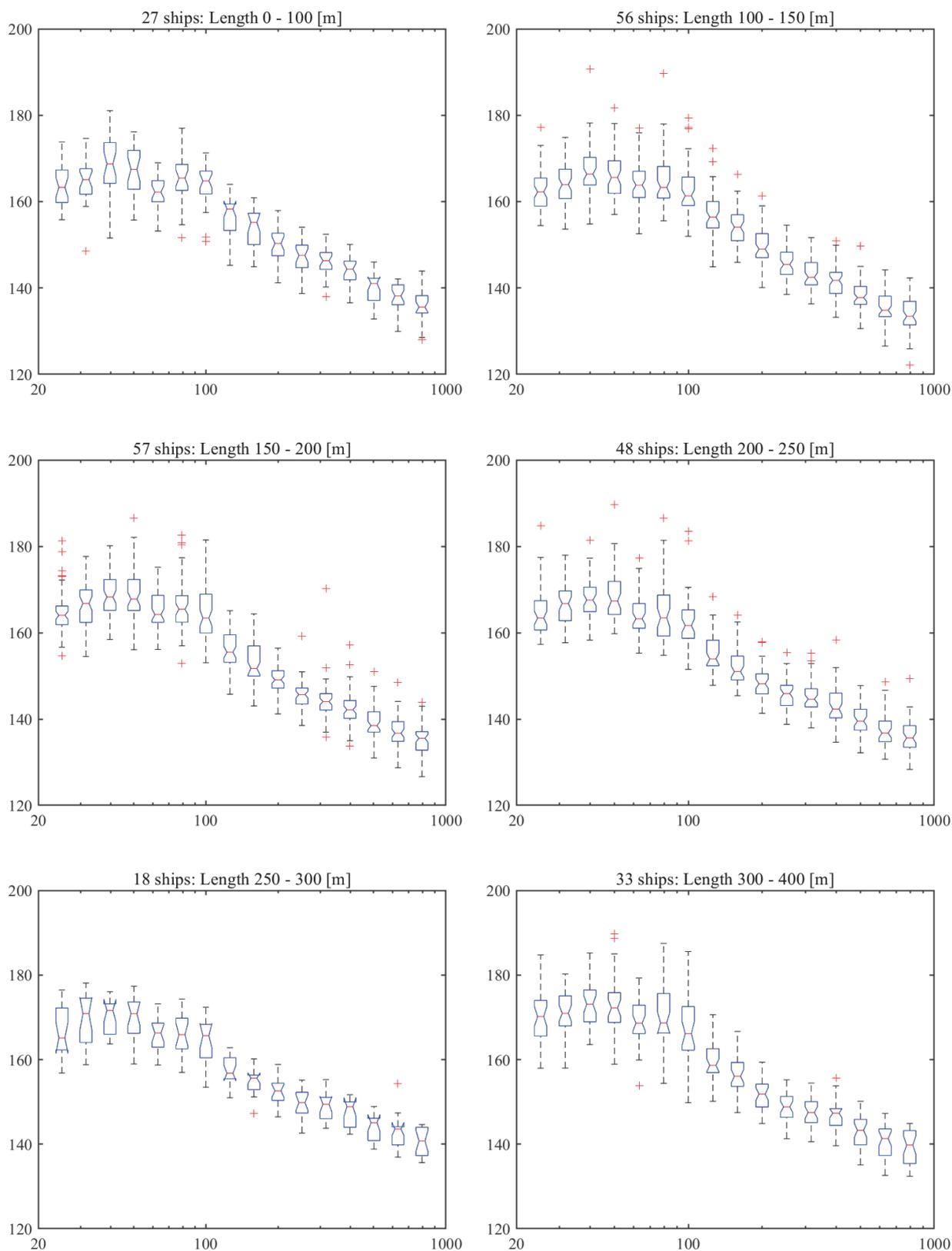


図 4.2.17—船長ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長区分と航行隻数は図のタイトルに表示

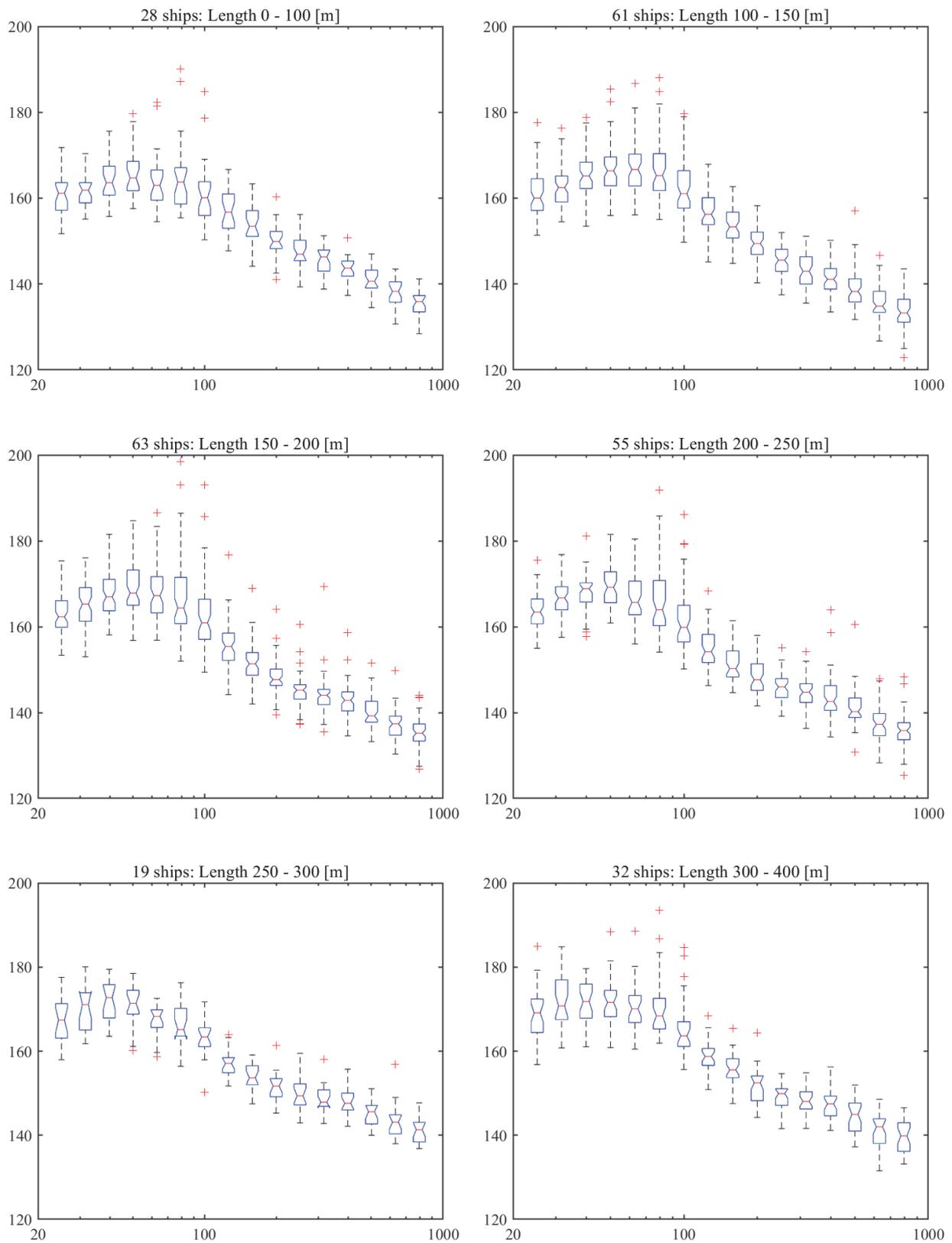


図 4.2.18—船長ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船長区分と航行隻数は図のタイトルに表示

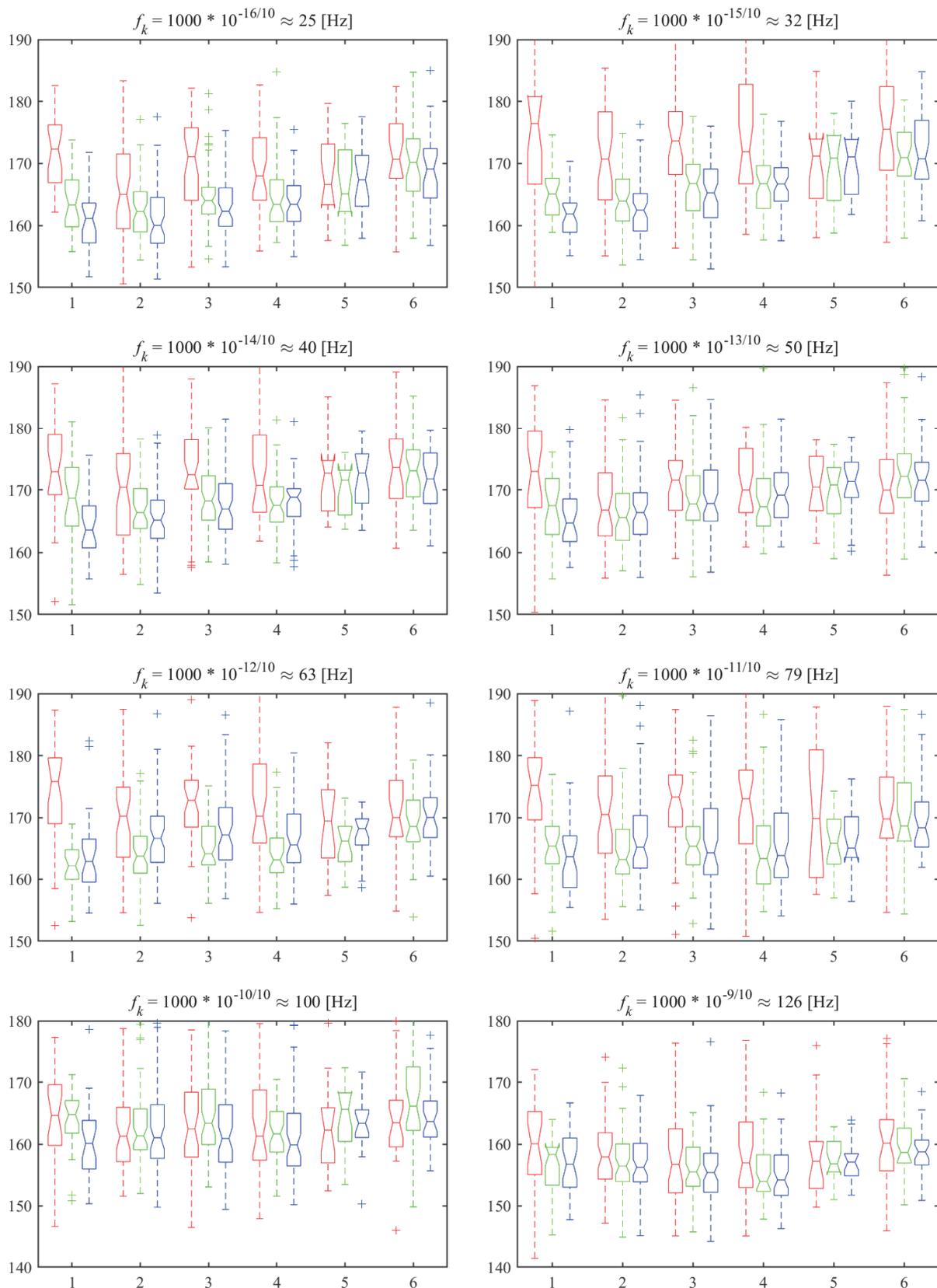


図 4.2.19—中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。横軸は
 1: 0 - 100 [m]、2: 100 - 150 [m]、3: 150 - 200 [m]、4: 200 - 250 [m]、5: 250 - 300 [m]、6: 300 - 400 [m]
 赤緑青の順にマイクロホン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

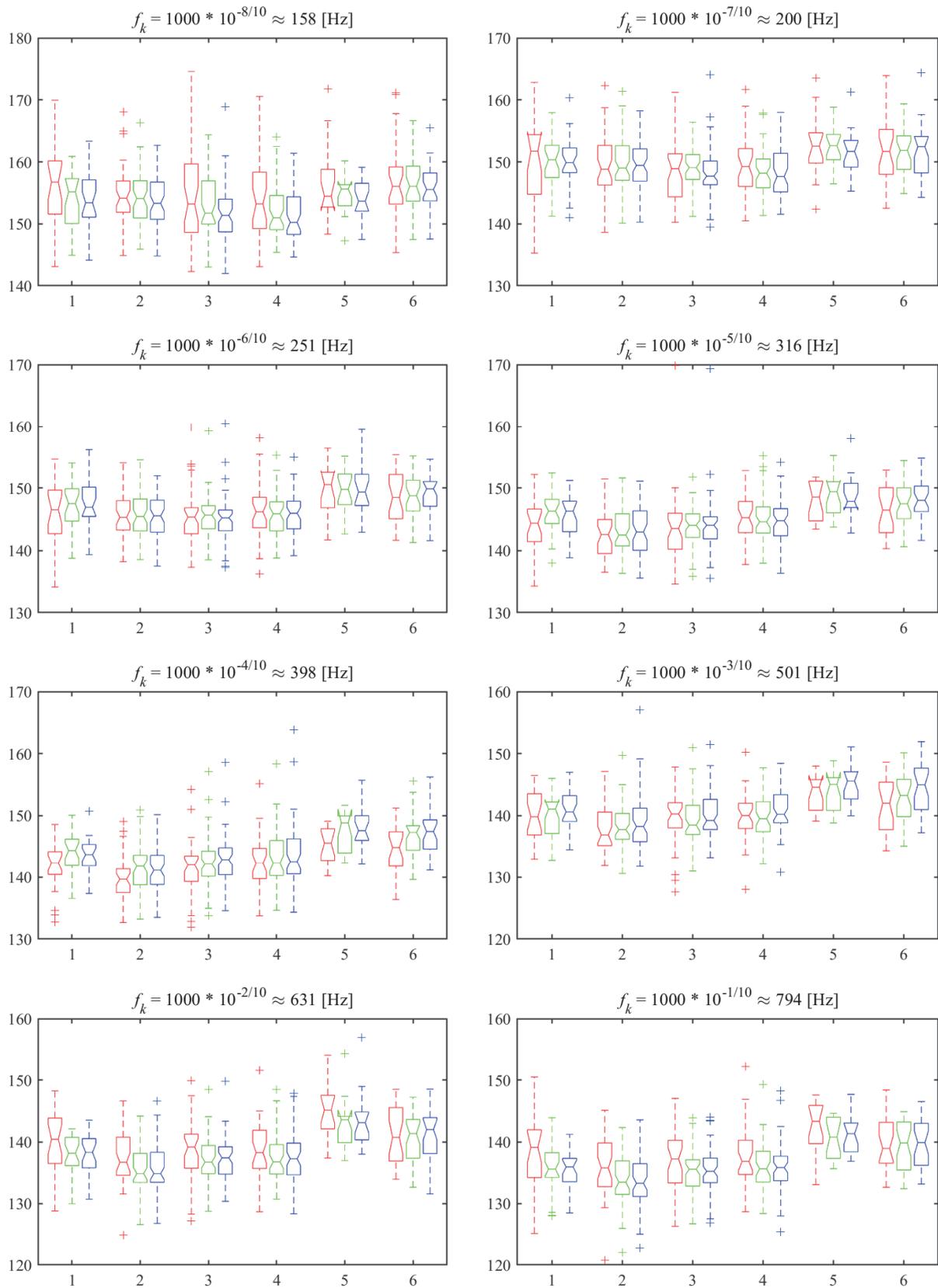


図 4.2.20—中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)。横軸は
 1: 0 - 100 [m]、2: 100 - 150 [m]、3: 150 - 200 [m]、4: 200 - 250 [m]、5: 250 - 300 [m]、6: 300 - 400 [m]
 赤緑青の順にマイクロホン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

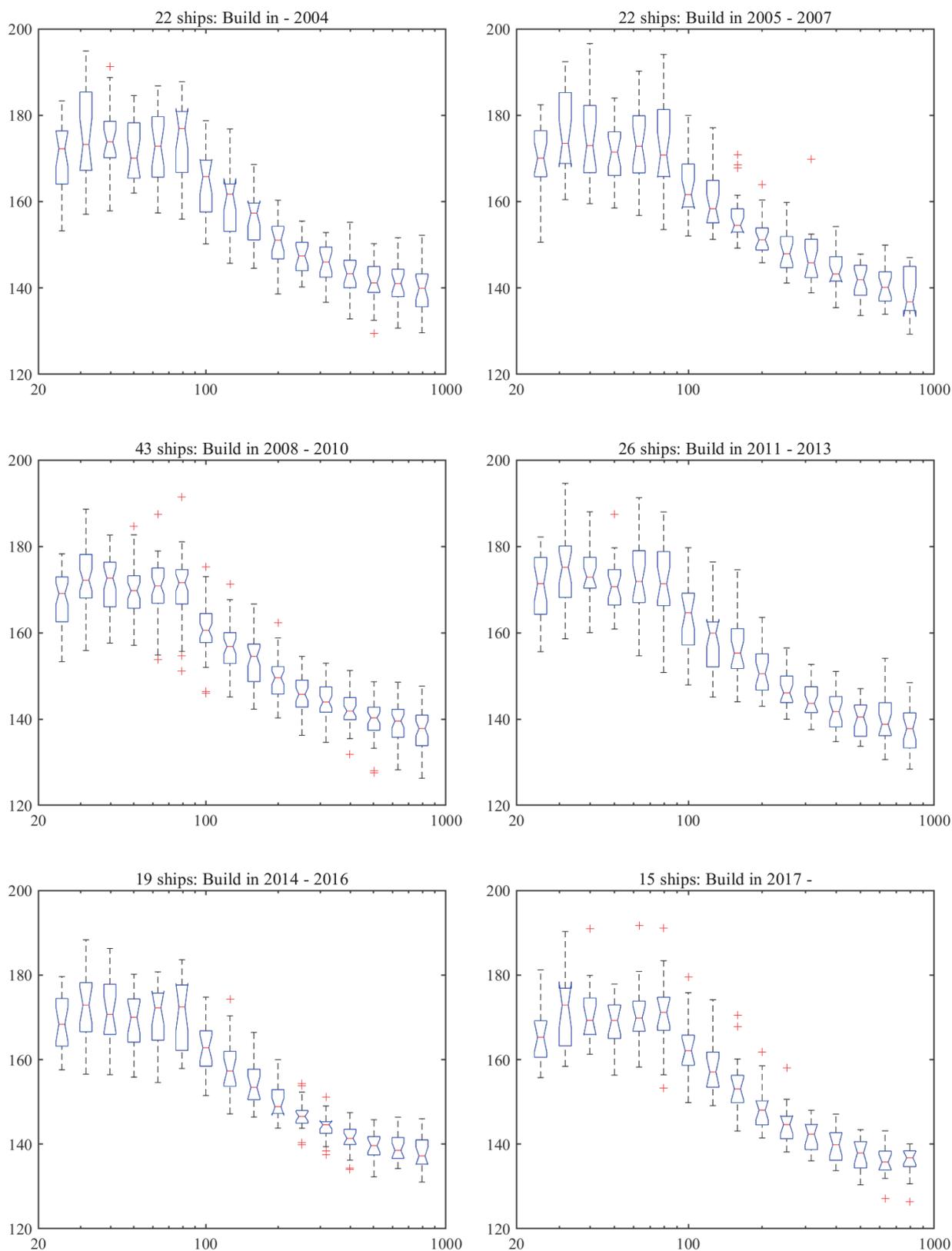


図 4.2.21ー建造年ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、建造年区分と航行隻数は図のタイトルに表示

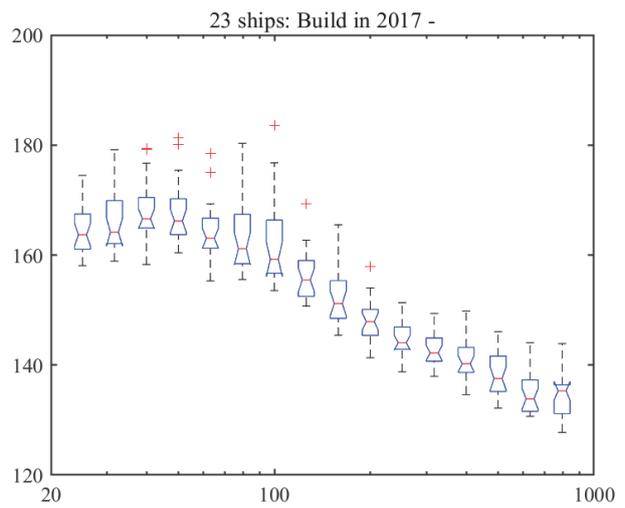
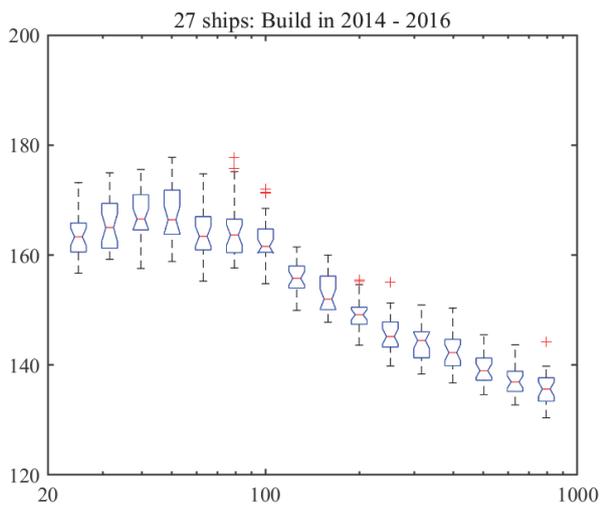
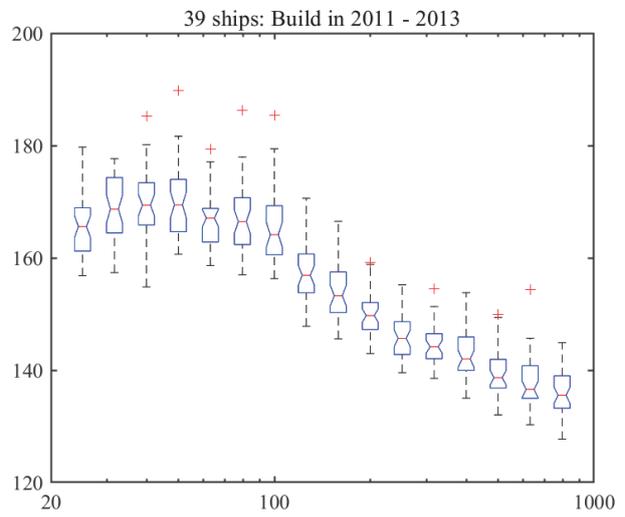
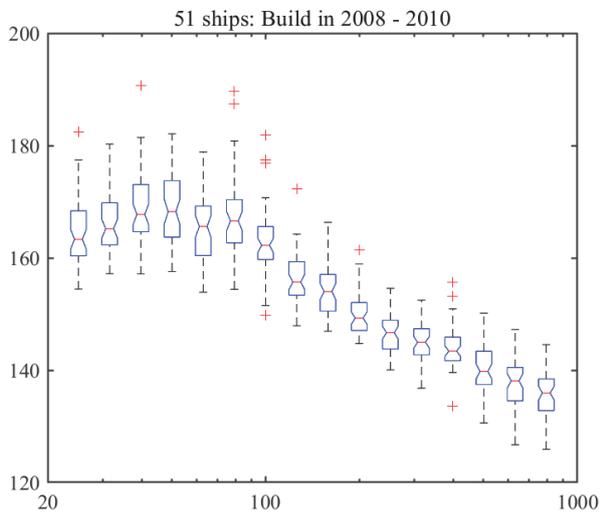
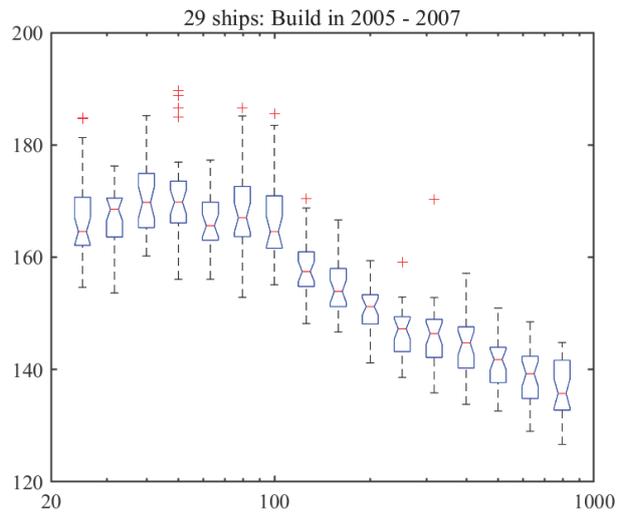
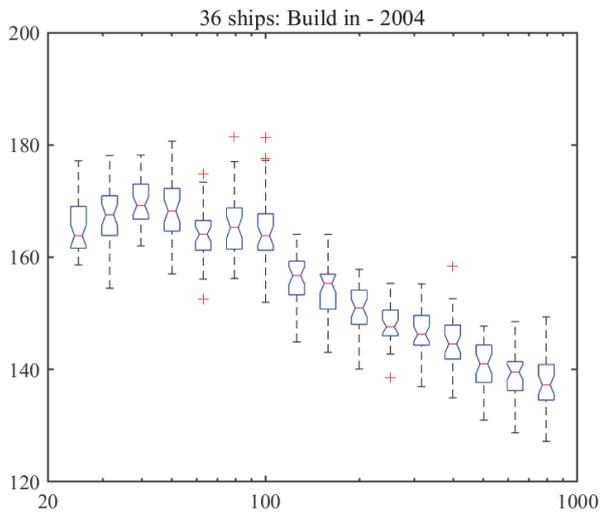


図 4.2.22—建造年ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、建造年区分と航行隻数は図のタイトルに表示

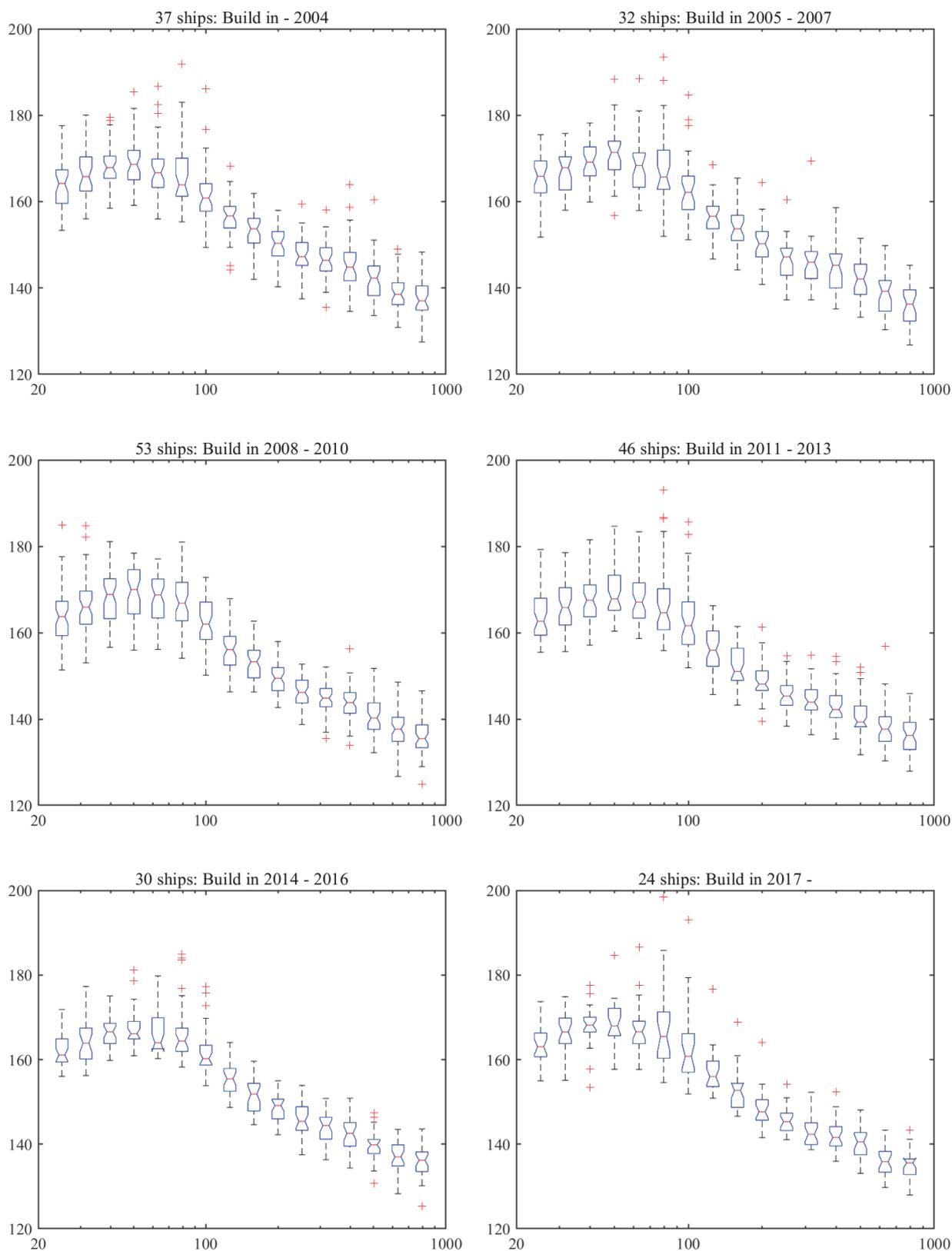


図 4.2.23ー建造年ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、建造年区分と航行隻数は図のタイトルに表示

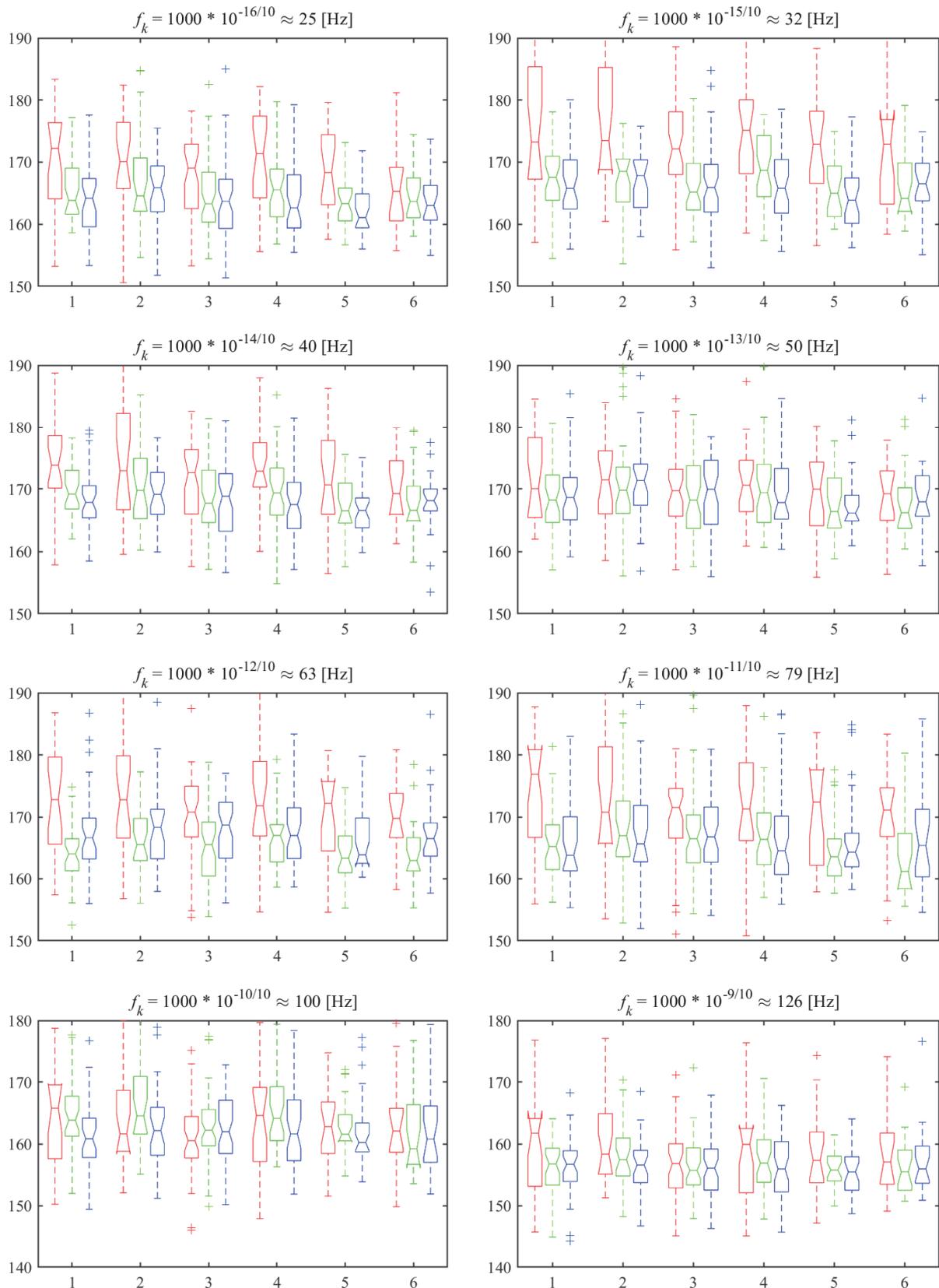


図 4.2.24—中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。横軸は建造年が、1: - 2004[年]、2: 2005 - 2007 [年]、3: 2008 - 2010 [年]、4: 2011 - 2013 [年]、5: 2014 - 2016 [年]、6: 2017 - [年] 赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

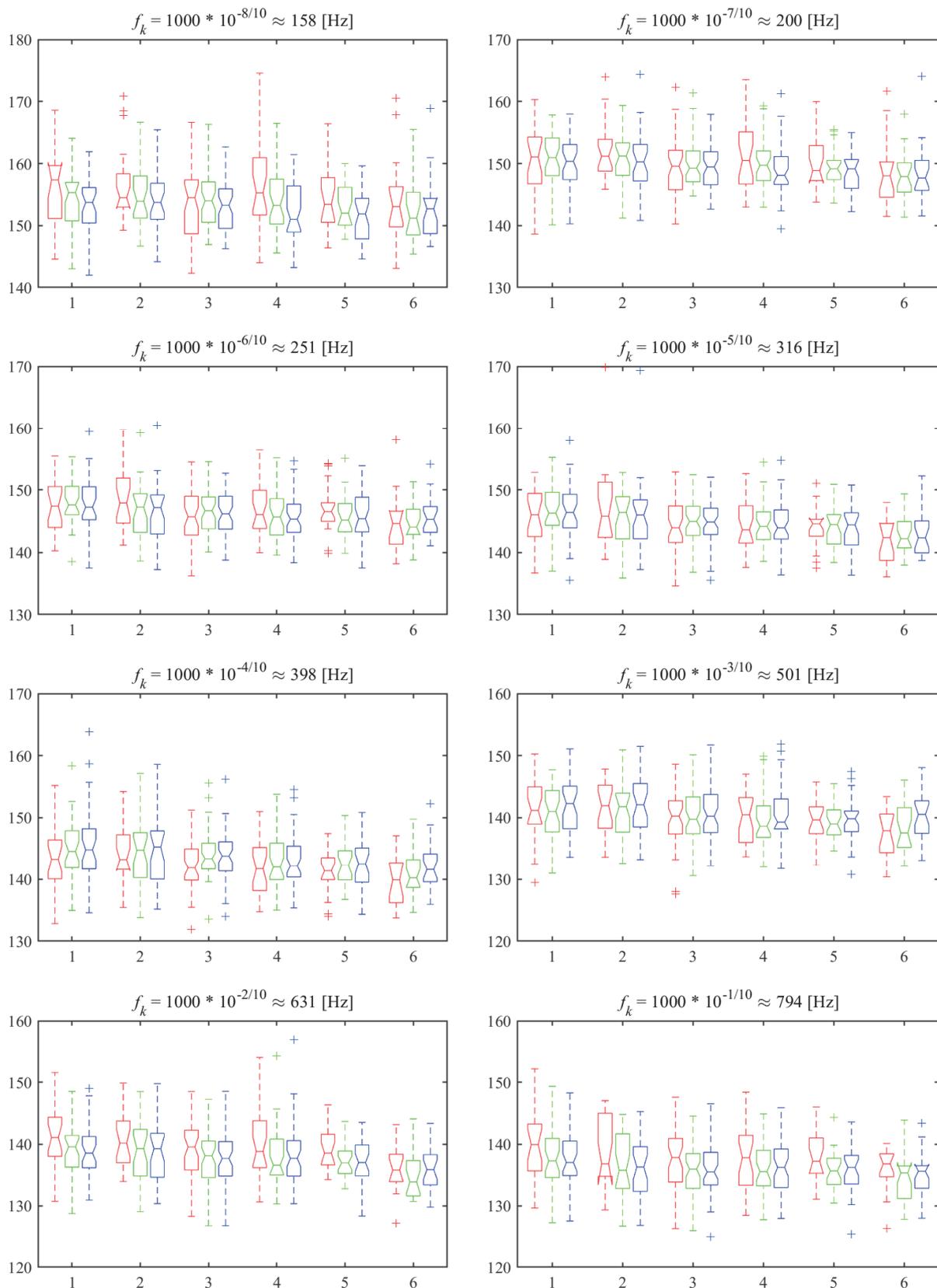


図 4.2.25—中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)。横軸は建造年が、1: - 2004[年]、2: 2005 - 2007 [年]、3: 2008 - 2010 [年]、4: 2011 - 2013 [年]、5: 2014 - 2016 [年]、6: 2017 - [年] 赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.4 コンテナ船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

最も航行隻数の多かったコンテナ船について、船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図4.2.26-4.2.28に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン1、2、3のデータを示す。まず船長については300-350mが最も多く、船齢についてはほぼ均等に分布している。建造国については、ほとんどが日本もしくは韓国で、次いで台湾、中国が多い。図4.2.29-4.2.31に船長・建造年・建造国ごとの1/3オクターブバンドSLを示した。ここで、船長区分は100-200、200-300、300-400[m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014-[年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ3つである。4.2.3節と同様、SLの周波数変化の傾向には、各項目の顕著な影響は現れていない。次に図4.2.32-4.2.33に中心周波数ごとにコンテナ船の1/3オクターブバンドSLを示した。横軸の番号は、1-3が船長(100-200、200-300、300-400[m])、4-6が建造年(-2007、2008-2013、2014-[年])、7-9が建造国(日本、韓国、中国 or 台湾)を表す。まず1-3の船長について、コンテナ船においては全周波数帯で、船長の増加に伴う音源レベルの増加傾向が顕著に現れており、区分間でおおむね4-5dB程度の差である。次に4-6の建造年について、こちらも船齢の増加に伴う音源レベルの増加傾向が全周波数に現れており、区分間でおおむね2-3dB程度の差である。7-9の建造国については、韓国・中国 or 台湾がほぼ同レベルで、日本のコンテナ船はやや音源レベルが小さい。コンテナ船の音源レベルについては船長の影響が大きいため、船長区分を揃えた比較を行った。まず船長区分を100-200、200-300、300-400[m]とした際の建造国分布を図4.2.34-4.2.36に示す。日本、韓国、中国 or 台湾の建造国区分では、最も大きい船長区分において日本製がやや少ない。次に図4.2.37-4.2.38に中心周波数ごとにコンテナ船の1/3オクターブバンドSLを示した。横軸の番号は、1-3が船長100-200[m]のコンテナ船で建造国が順に日本、韓国、中国 or 台湾、4-6が船長200-300[m]のコンテナ船で建造国が順に日本、韓国、中国 or 台湾、7-9が船長300-400[m]のコンテナ船で建造国が順に日本、韓国、中国 or 台湾を表す。各国ともに、同一船長区分間では顕著な差は見られないが、それぞれの航跡数が少なく中央値の信頼区間がかなり大きくなっているため、建造国ごとの差がないと本結果から結論付けることはできなかった。

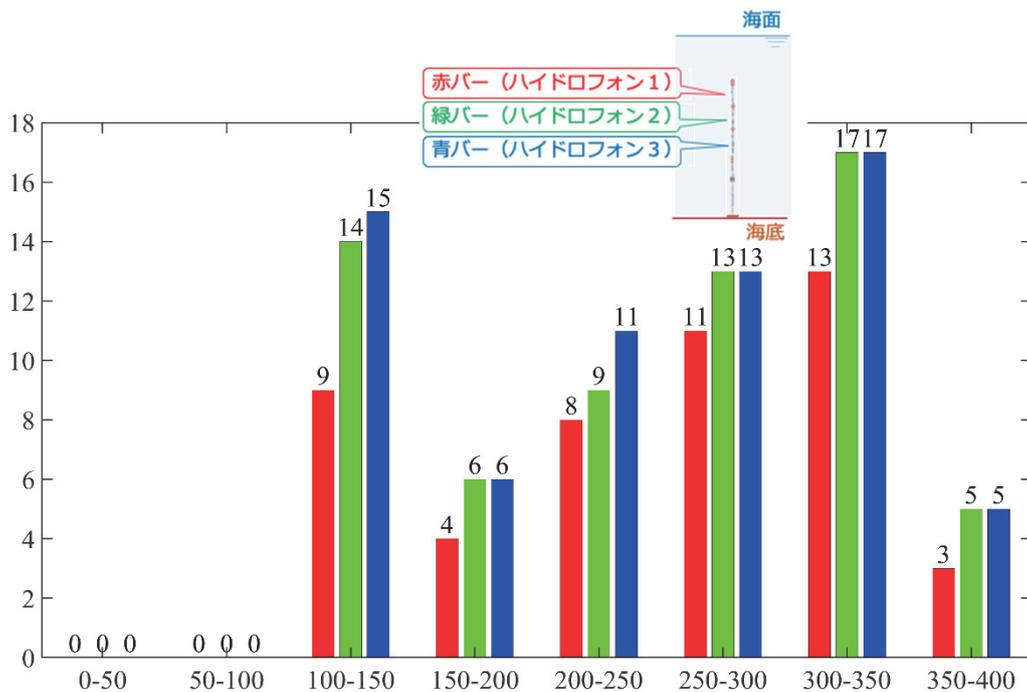


図 4.2.26—船長ごとのコンテナ船の航行隻数

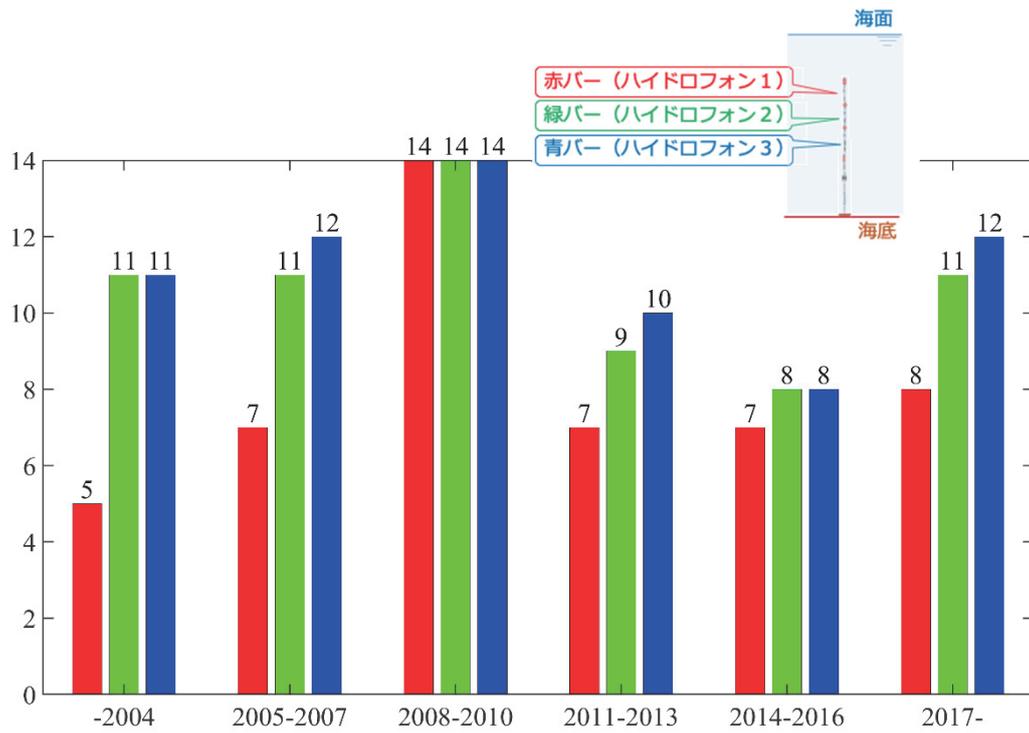


図 4.2.27ー建造年ごとのコンテナ船の航行隻数

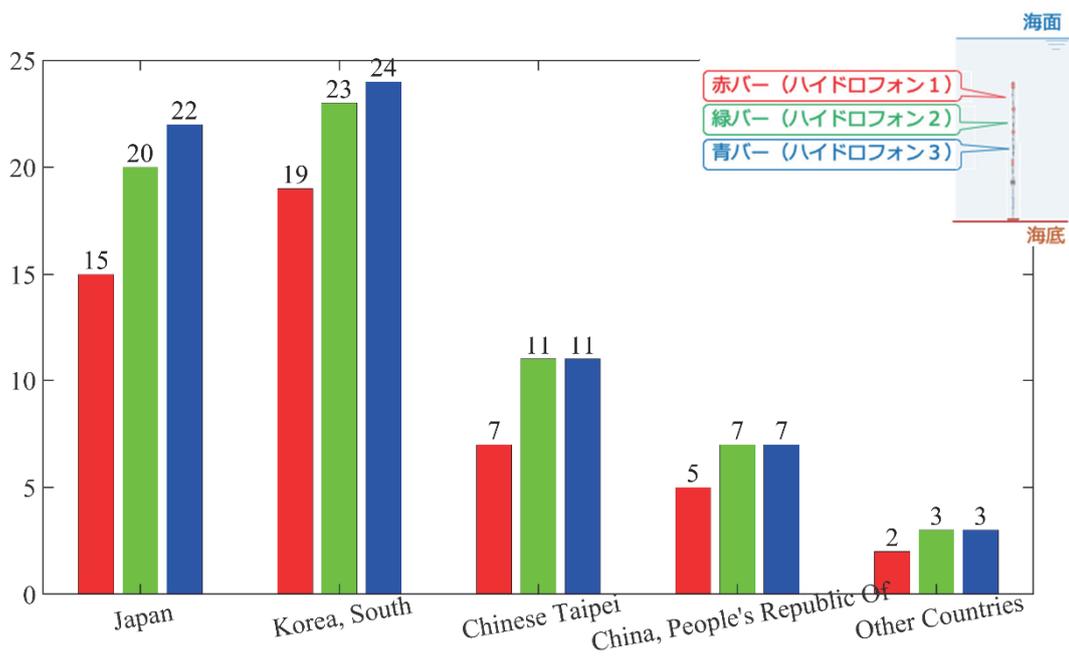


図 4.2.28ー建造国ごとのコンテナ船の航行隻数

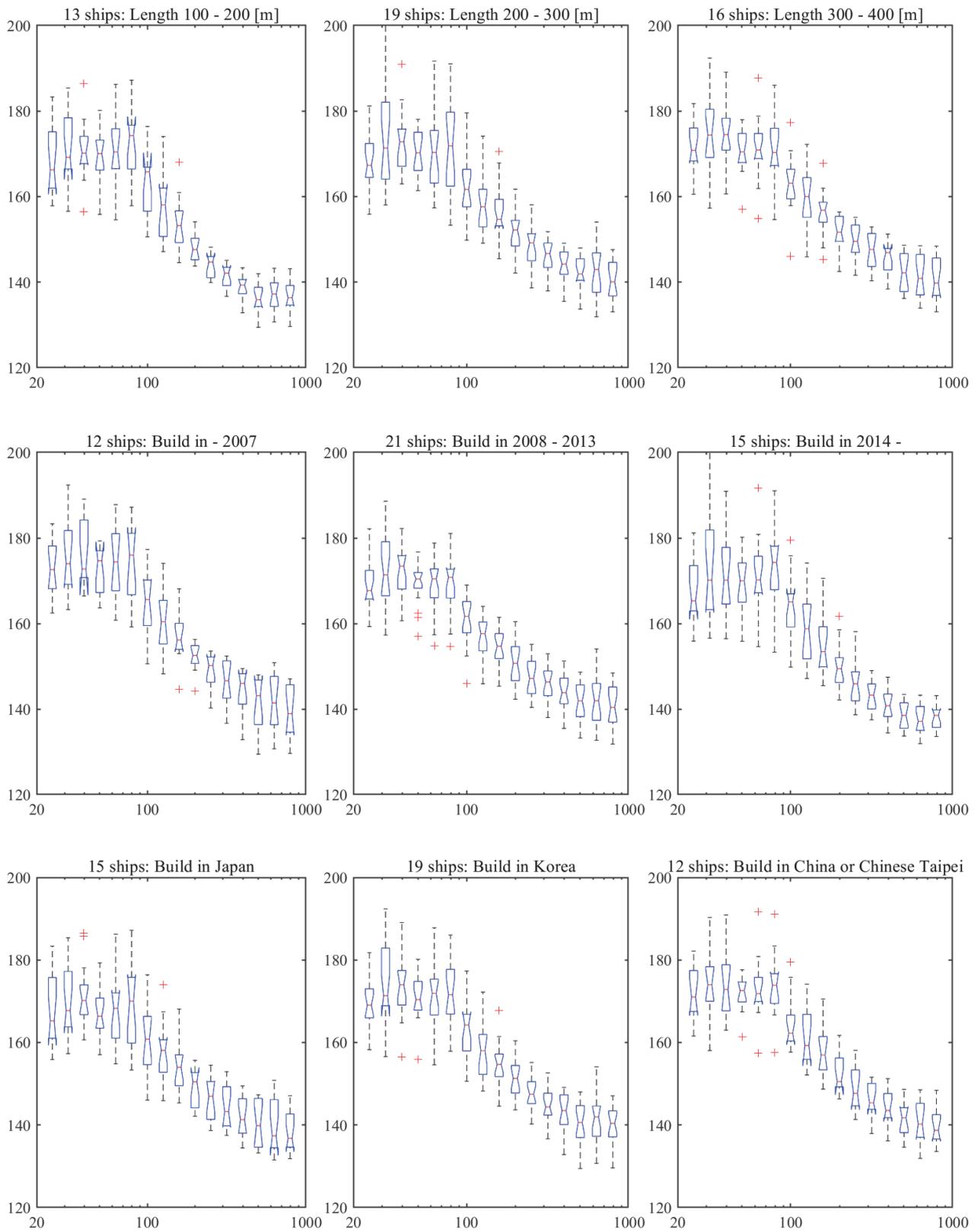


図 4.2.29—コンテナ船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

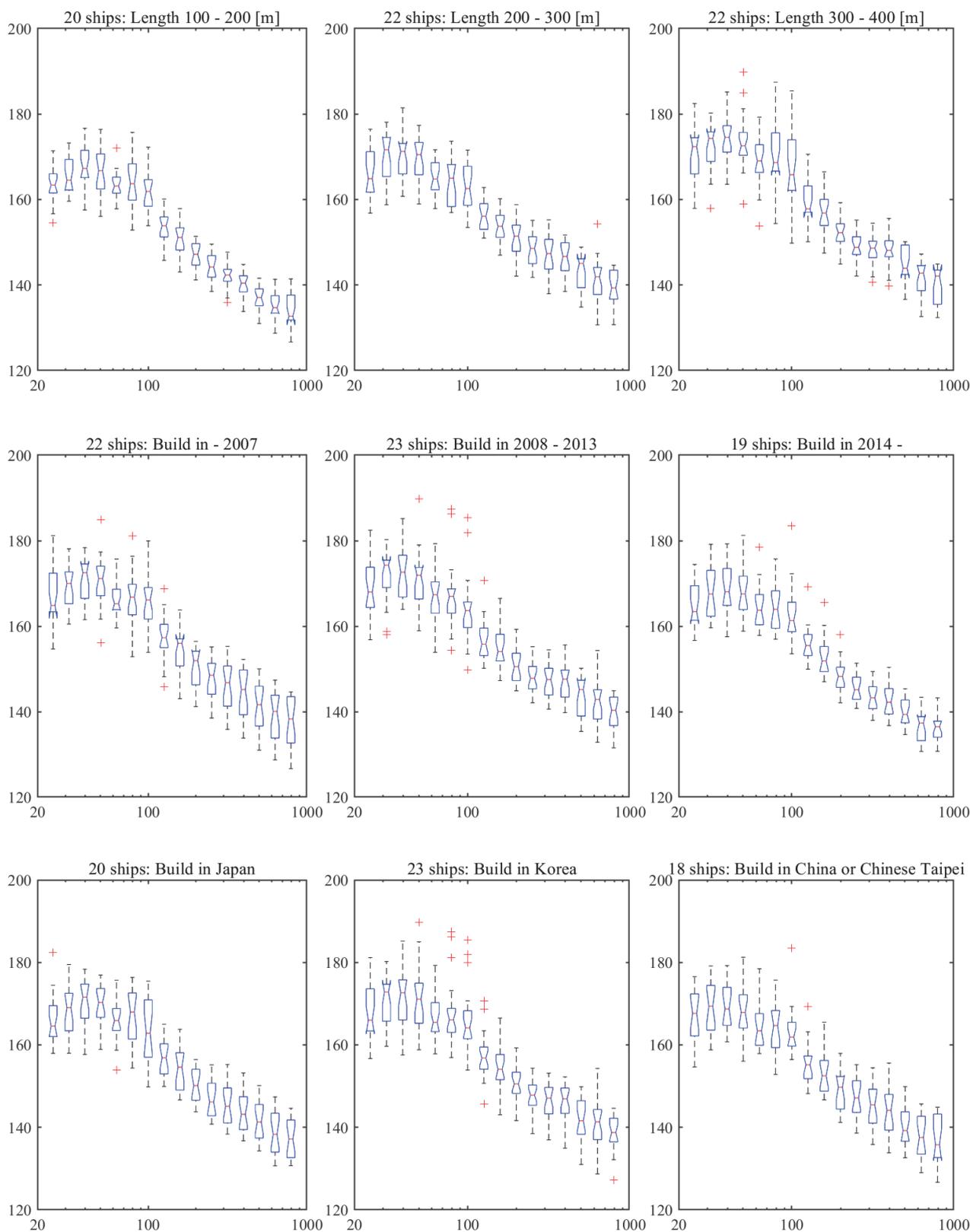


図 4.2.30—コンテナ船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

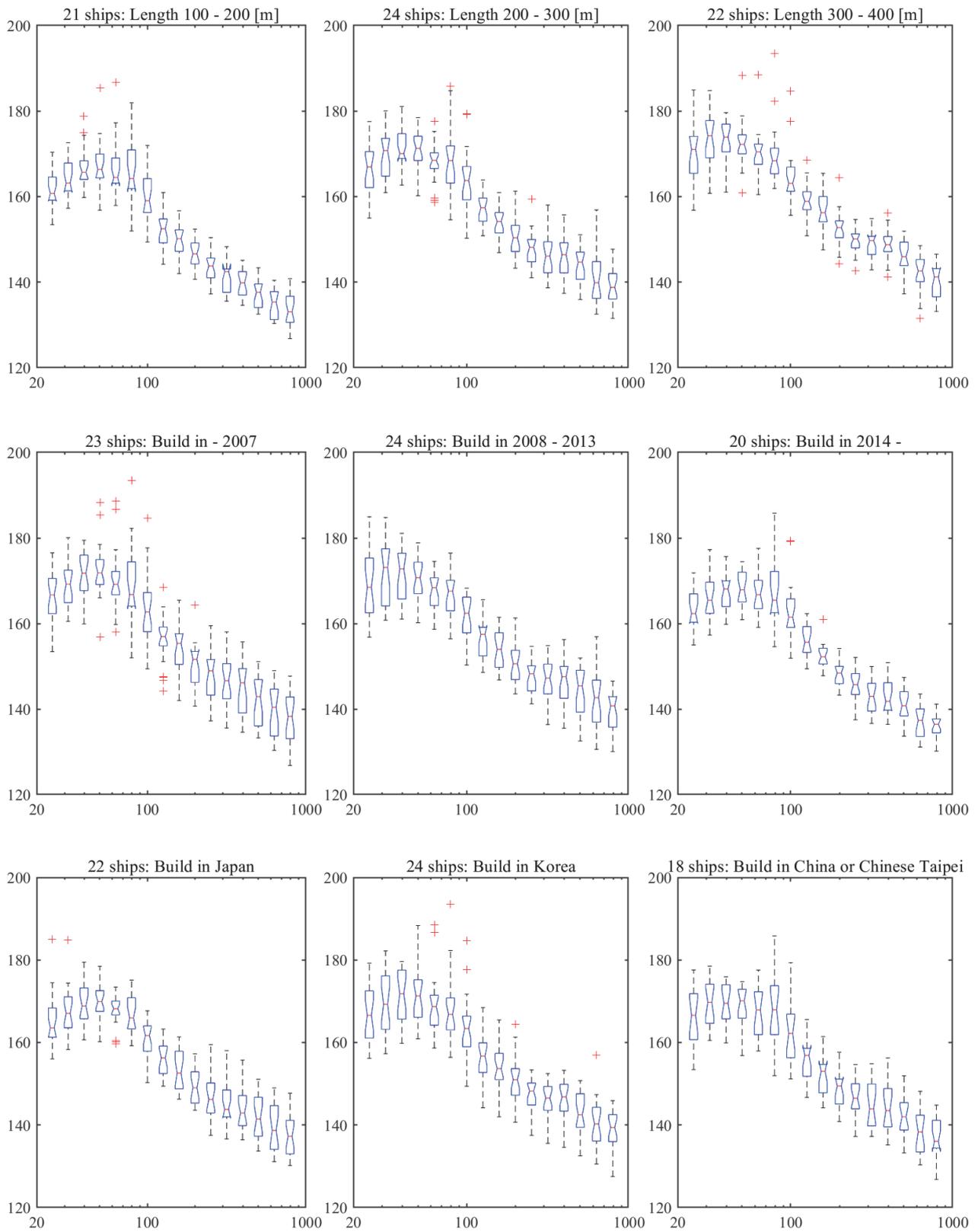


図 4.2.31—コンテナ船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

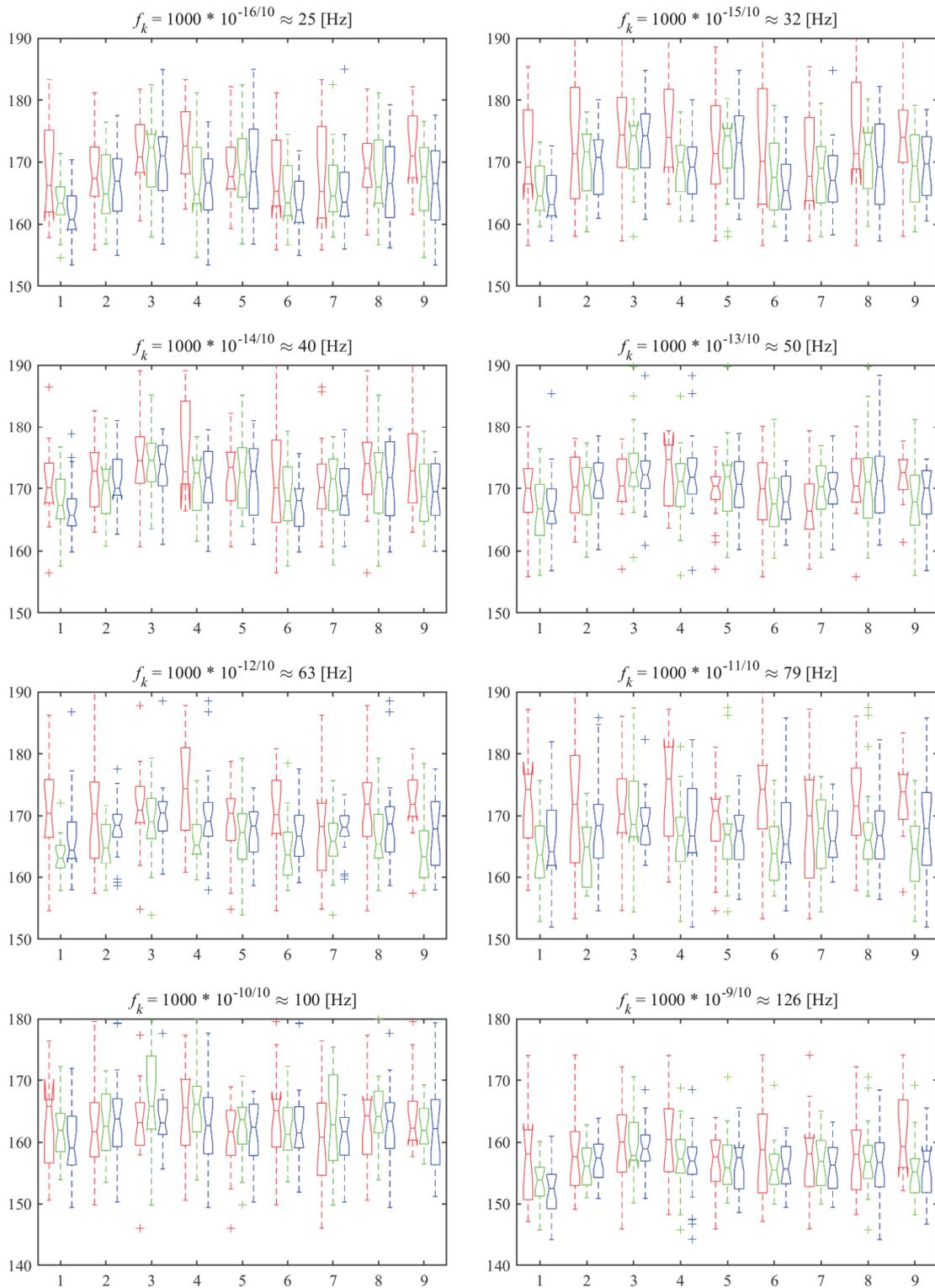


図 4.2.32—コンテナ船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

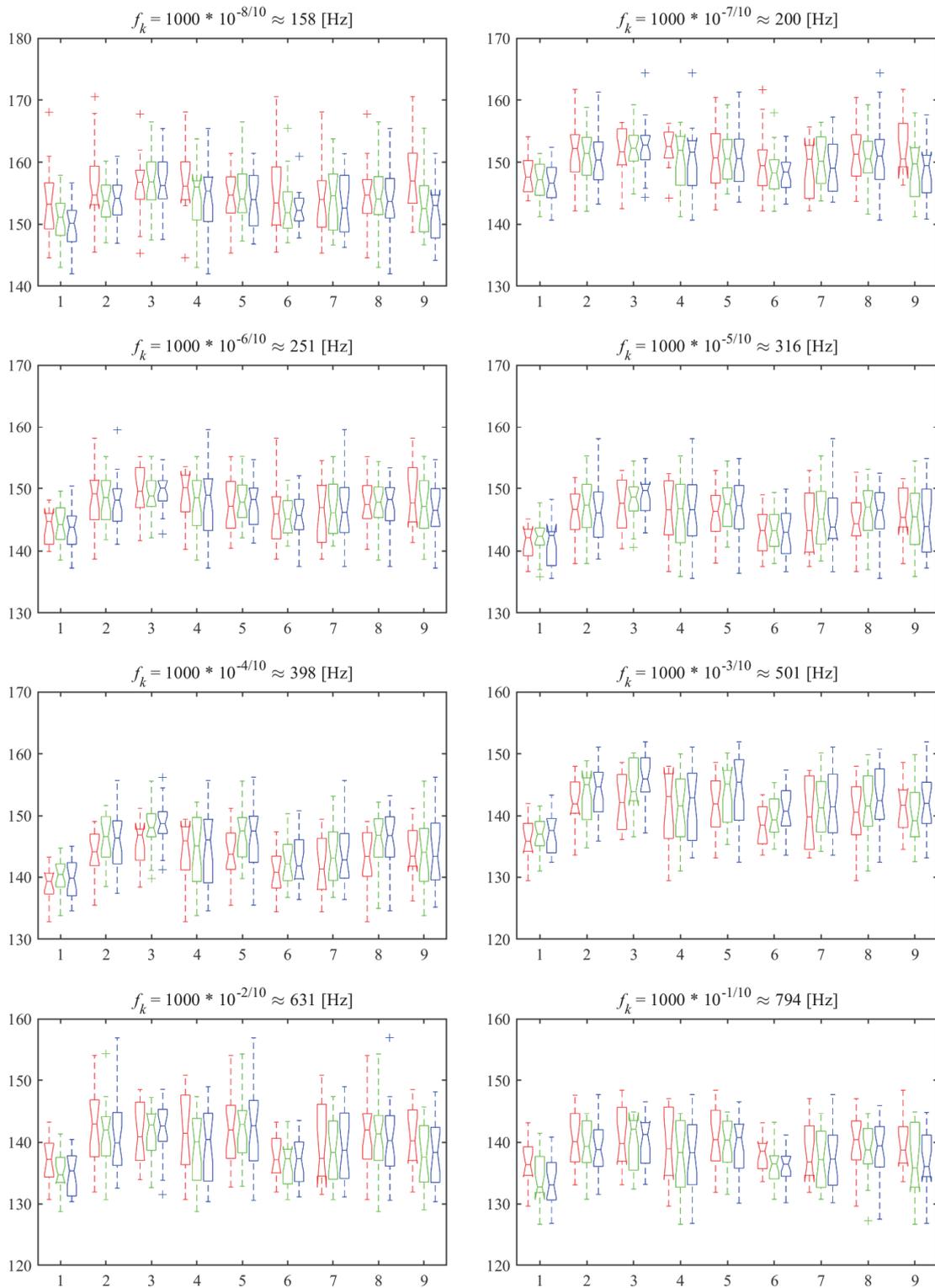


図 4.2.33—コンテナ船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

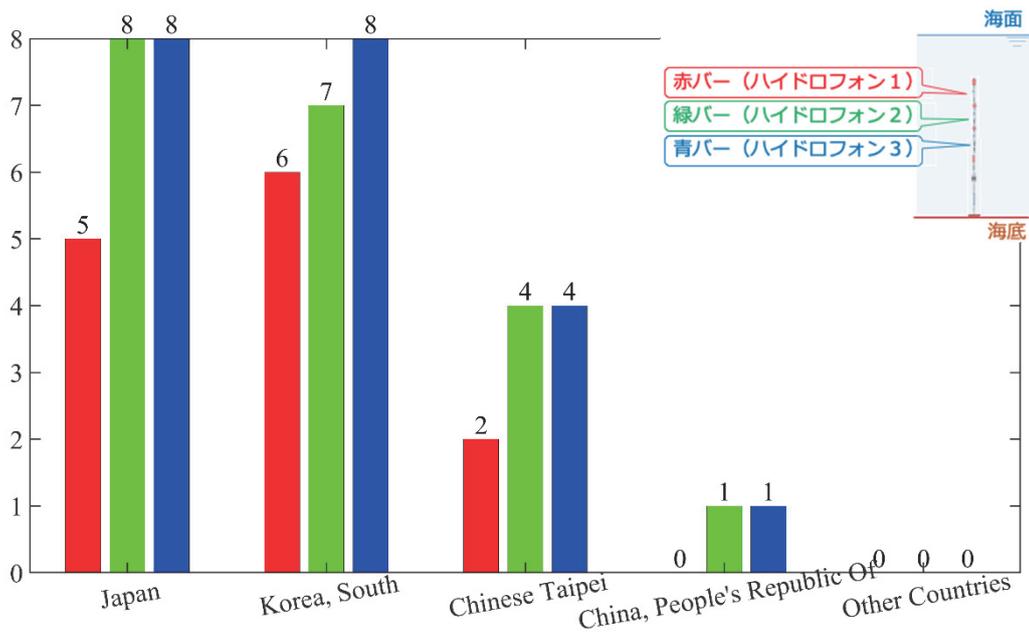


図 4.2.34—建造国ごとのコンテナ船（船長 100-200m）の航行隻数

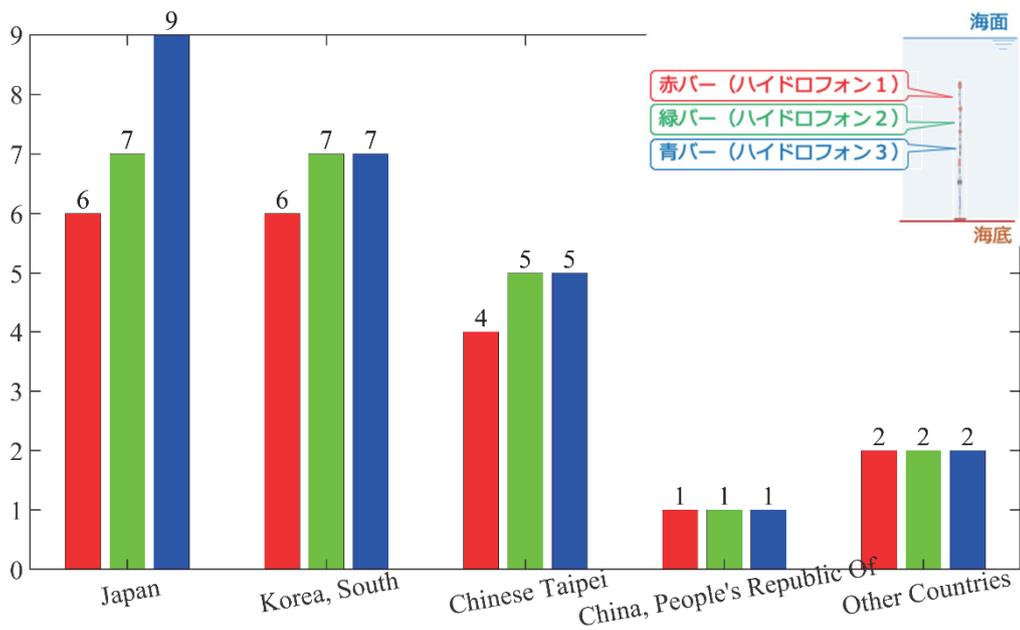


図 4.2.35—建造国ごとのコンテナ船（船長 200-300m）の航行隻数

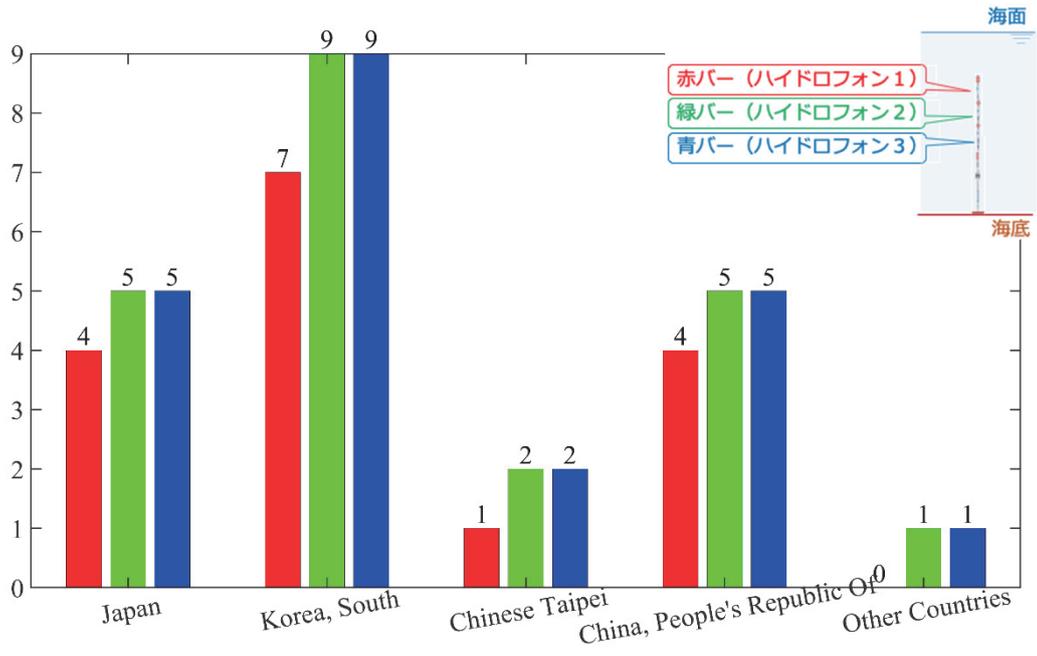


図 4.2.36 ー建造国ごとのコンテナ船（船長 300-400m）の航行隻数

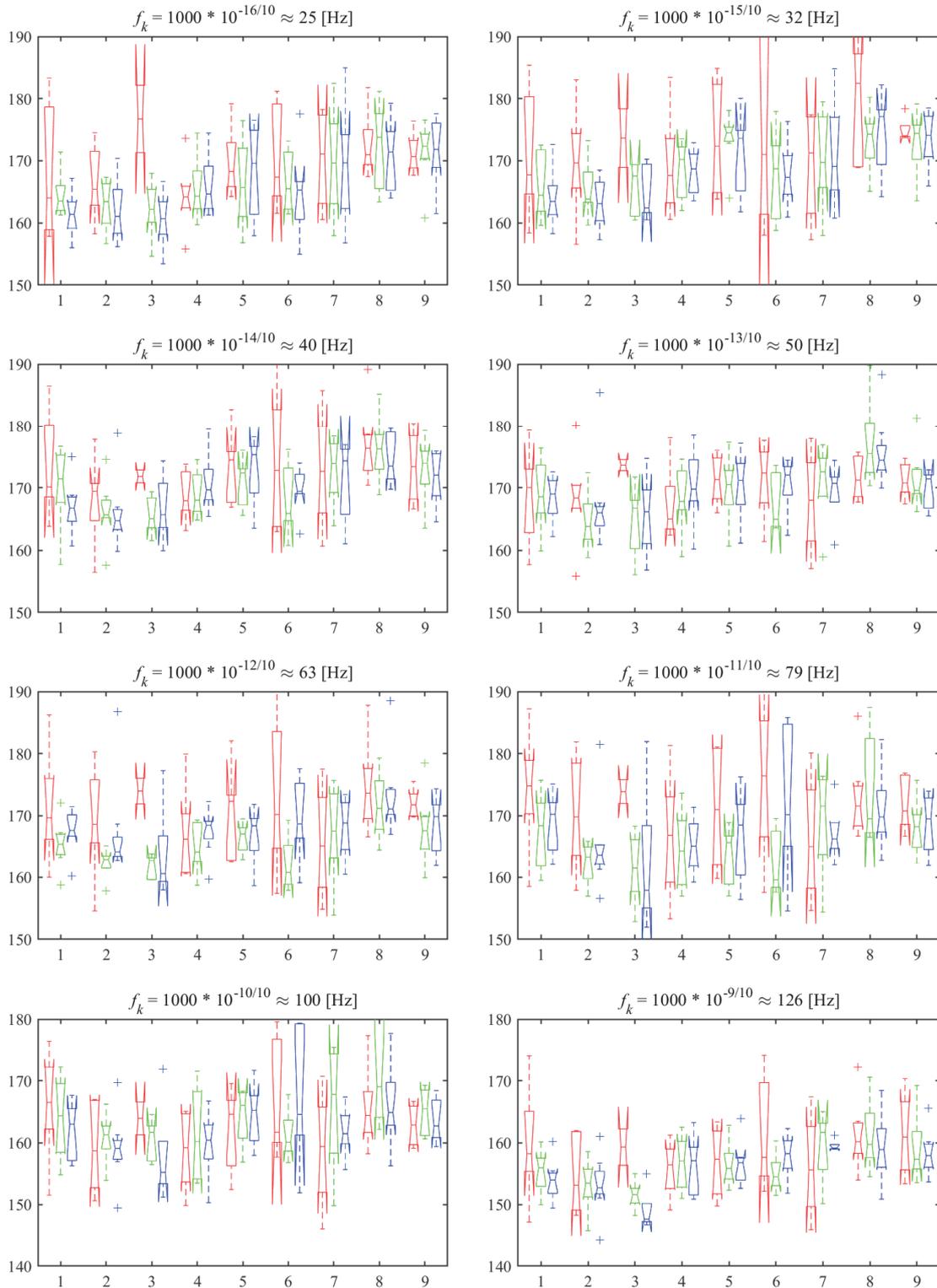


図 4.2.37—船長区分ごとのコンテナ船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL（低周波数）。

横軸は 1-3: 船長 100-200 [m]、4-6: 船長 200-300 [m]、7-9: 船長 300-400 [m]で、

順に建造国が日本、韓国、中国 or 台湾

赤緑青の順に hidroフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

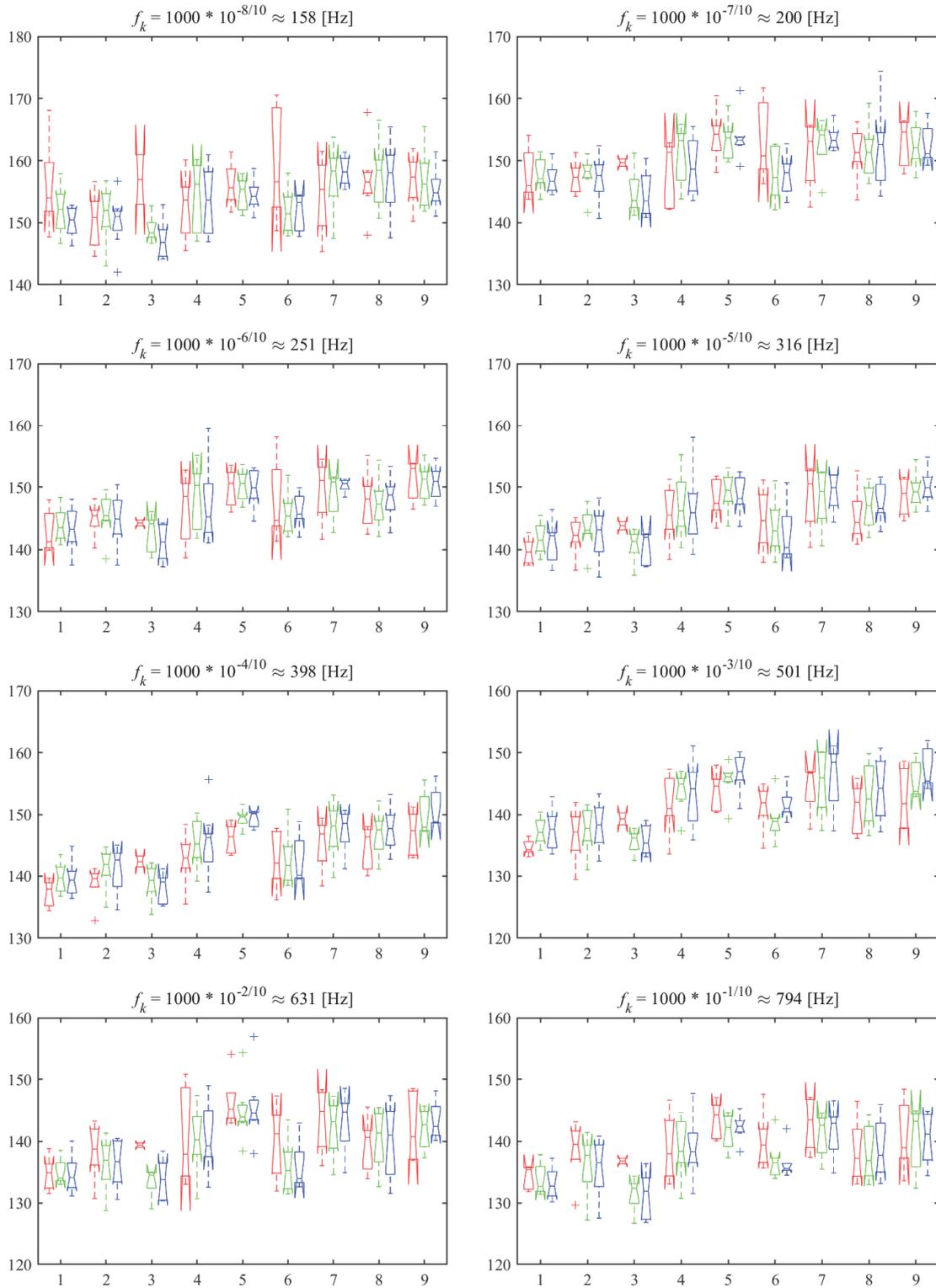


図 4.2.38—船長区分ごとのコンテナ船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸は 1-3: 船長 100-200 [m]、4-6: 船長 200-300 [m]、7-9: 船長 300-400 [m]で、

順に建造国が日本、韓国、中国 or 台湾

赤緑青の順に hidroフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.5 自動車専用船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

次に航行隻数の多かった自動車専用船について、船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図 4.2.39-4.2.41 に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン 1、2、3 のデータを示す。まず船長についてはほぼ 150-250m であり、船齢については近年製造されたものがやや少ない。建造国については、ほとんどが日本である。図 4.2.42-4.2.44 に船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL を示した。ここで、船長区分は 100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014-[年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ 3 つである。4.2.3 節と同様、SL の周波数変化の傾向には、各項目の顕著な影響は現れていない。一部図が示されていないが、その区分のデータ数が 2 未満であり箱ひげ図が描けないためである。次に図 4.2.45-4.2.46 に中心周波数ごとに自動車専用船の 1/3 オクターブバンド SL を示した。横軸の番号は、1-3 が船長 (100-200、200-300、300-400 [m])、4-6 が建造年 (-2007、2008-2013、2014-[年])、7-9 が建造国 (日本、韓国、中国 or 台湾) を表す。まず 1-3 の船長について、自動車専用船においてはほぼ違いがみられない。これは図 4.2.47 に示す通り、船長の分布が 200m 近辺に固まっているためであると考えられる。次に 4-6 の建造年について、2014 年以降建造の自動車専用船の航行隻数が少ないが、船齢の増加に伴う音源レベルの増加傾向が全周波数に現れており、区分間でおおむね 2-3dB 程度の差である。7-9 の建造国については、日本以外で建造された自動車専用船が少なく、傾向について評価するのは難しい。

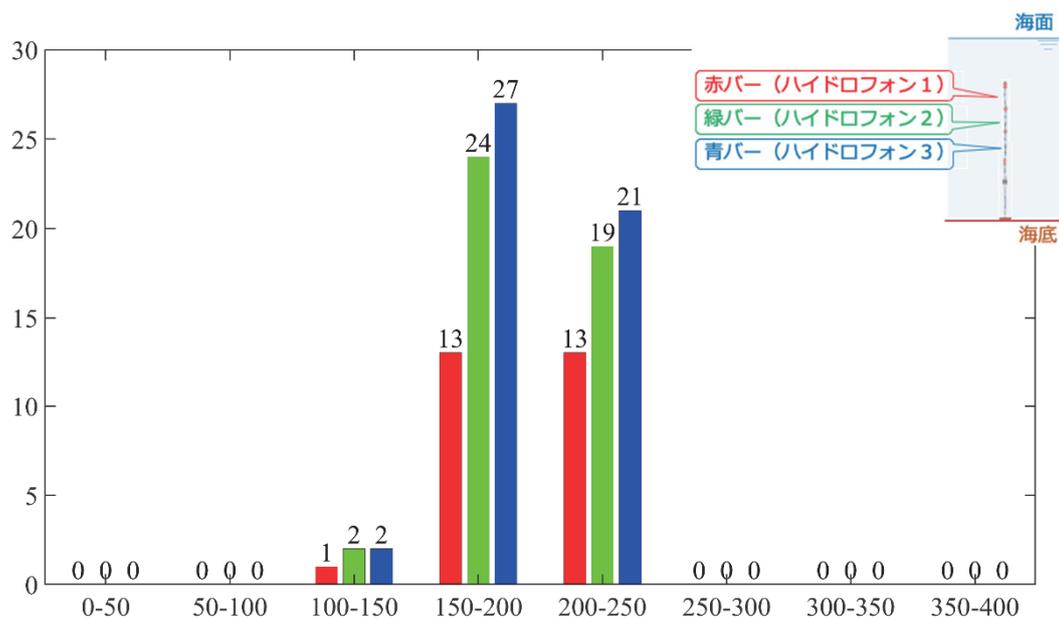


図 4.2.39—船長ごとの自動車専用船の航行隻数

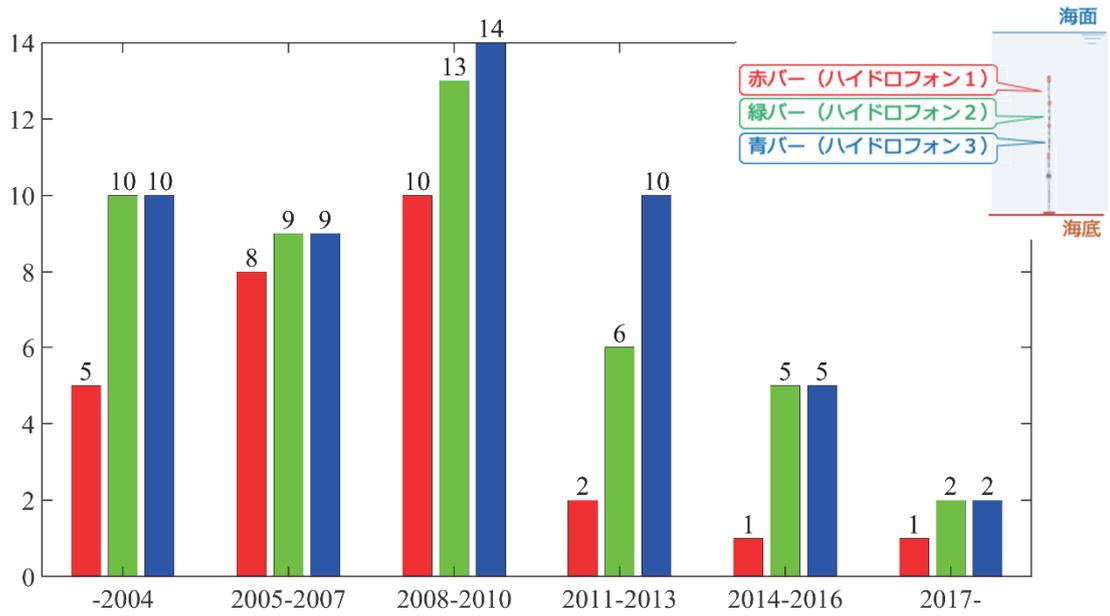


図 4.2.40－建造年ごとの自動車専用船の航行隻数

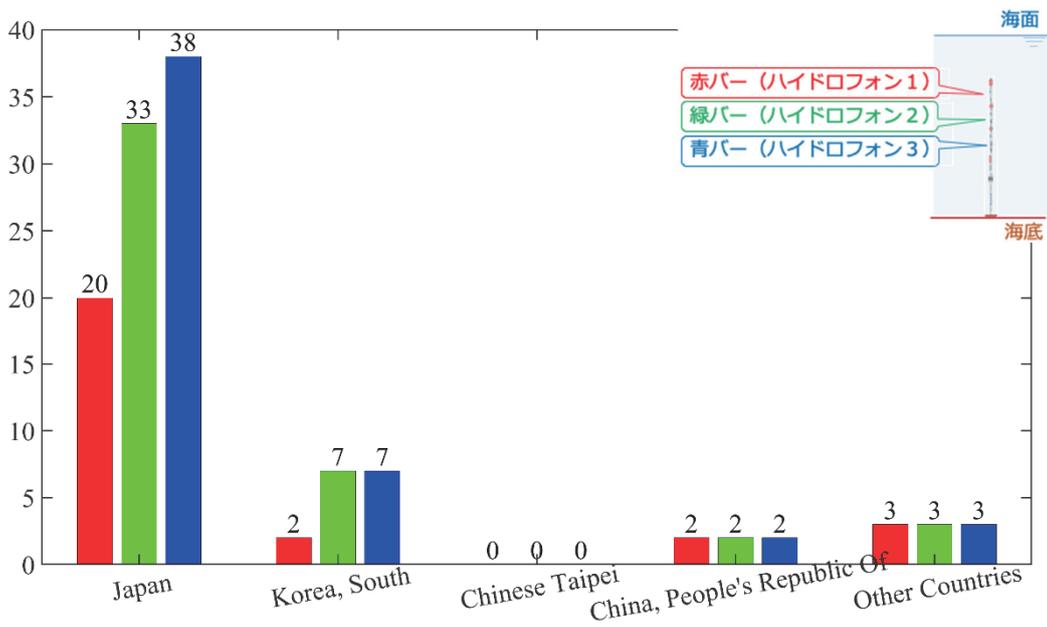


図 4.2.41－建造国ごとの自動車専用船の航行隻数

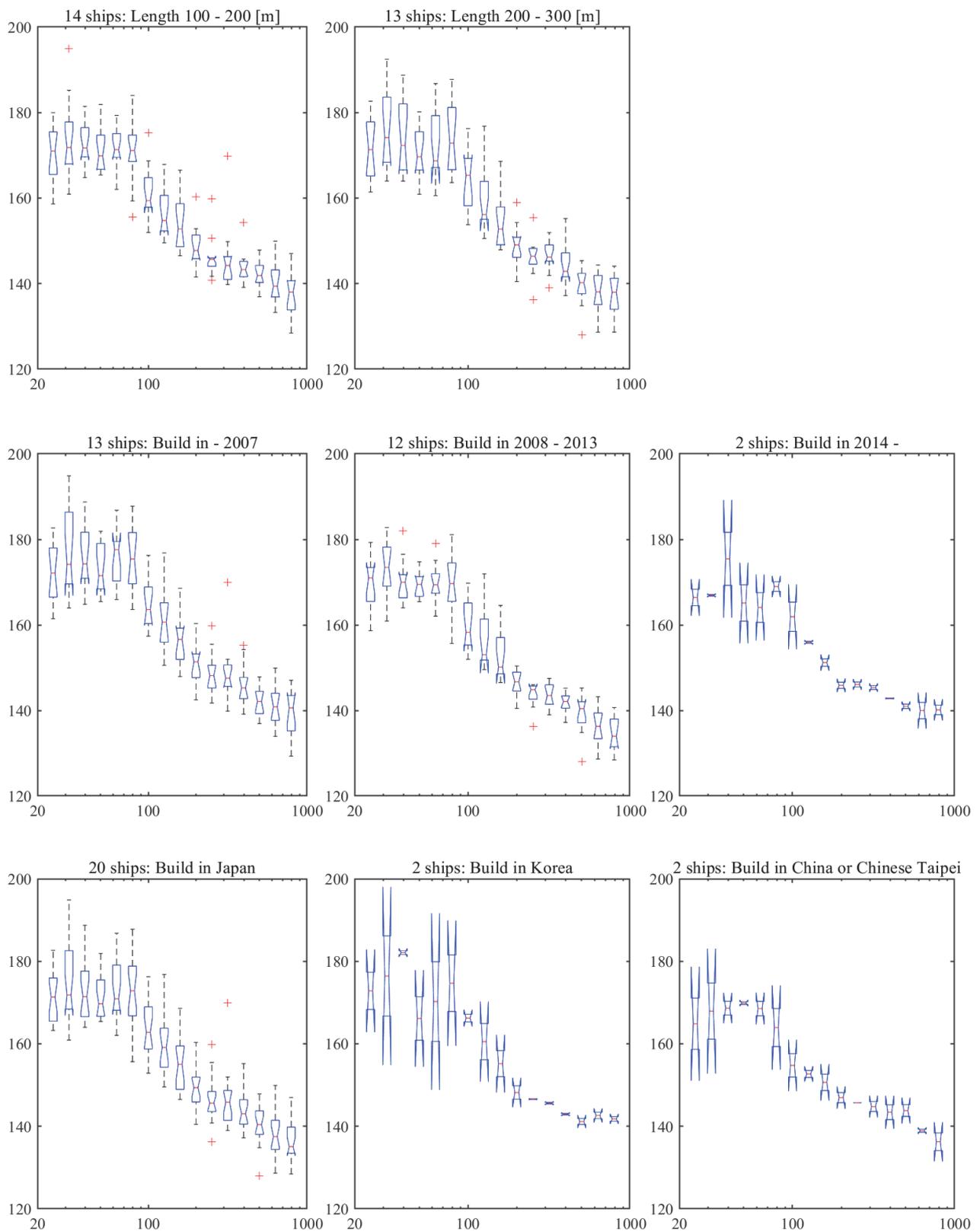


図 4.2.42—自動車専用船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL

(ハイドロフォン 1) 横軸は周波数を対数表示し、
船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

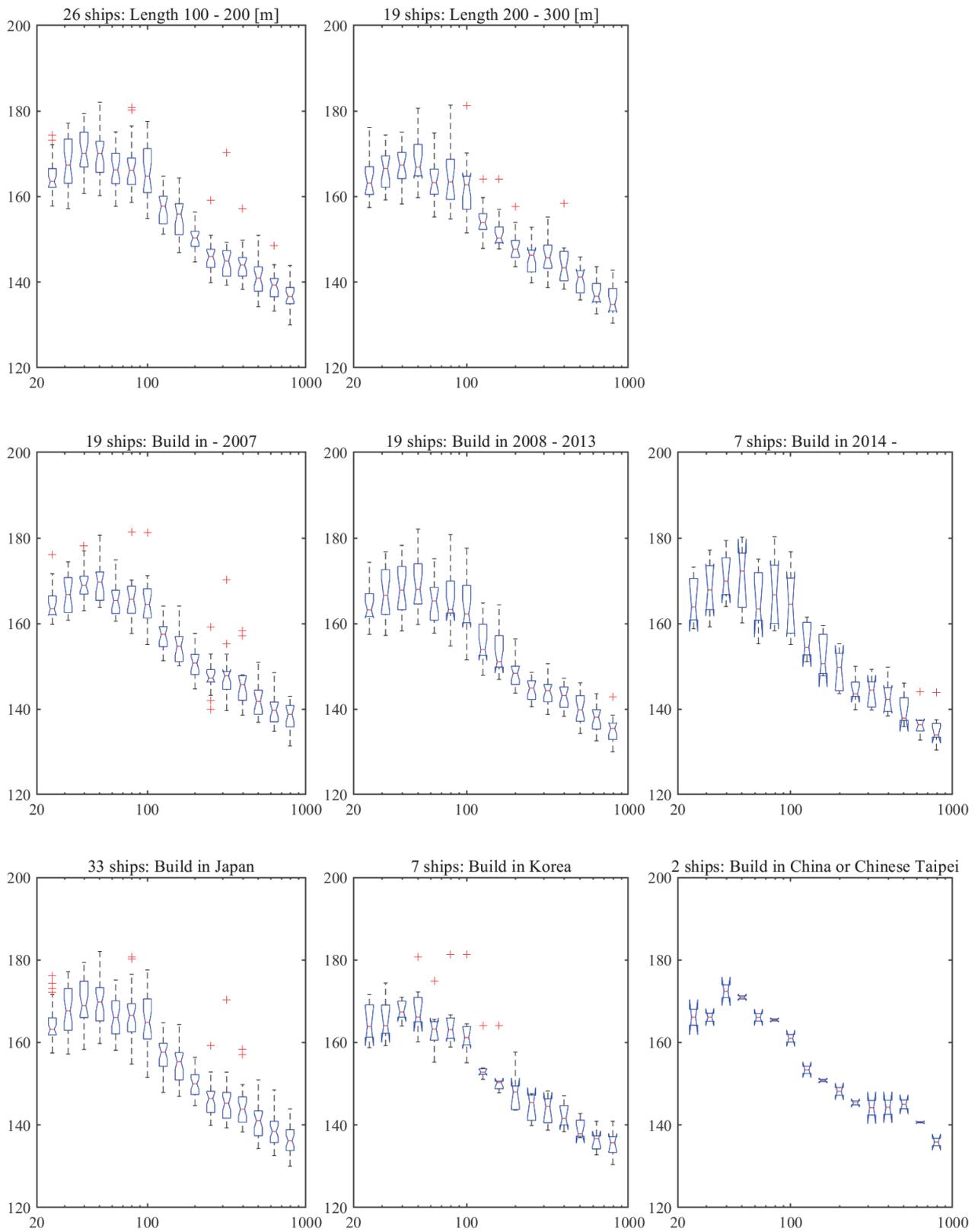


図 4.2.43—自動車専用船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL
 (ハイドロフォン 2) 横軸は周波数を対数表示し、
 船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

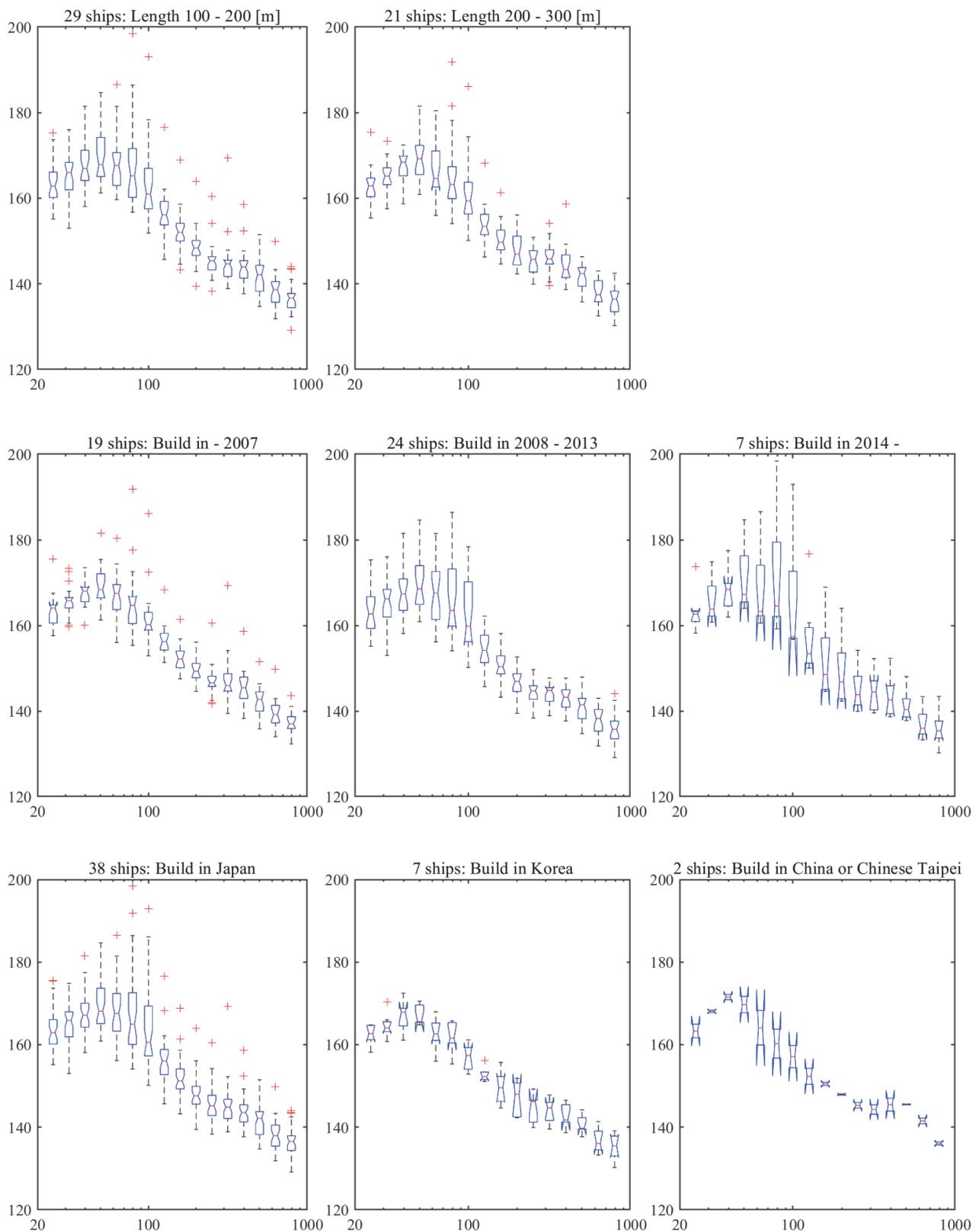


図 4.2.44—自動車専用船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL
 (ハイドロフォン 3) 横軸は周波数を対数表示し、
 船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

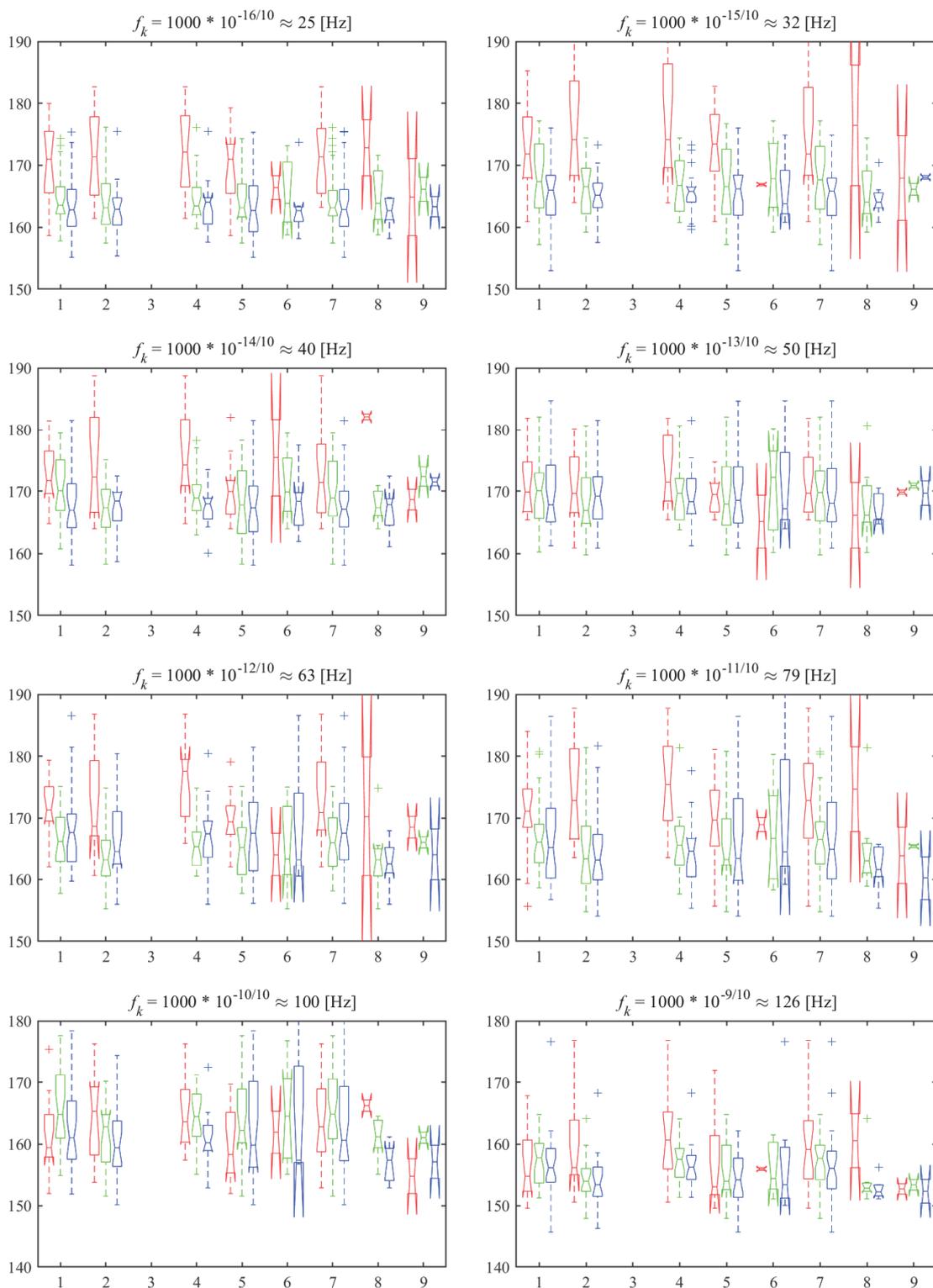


図 4.2.45—自動車専用船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

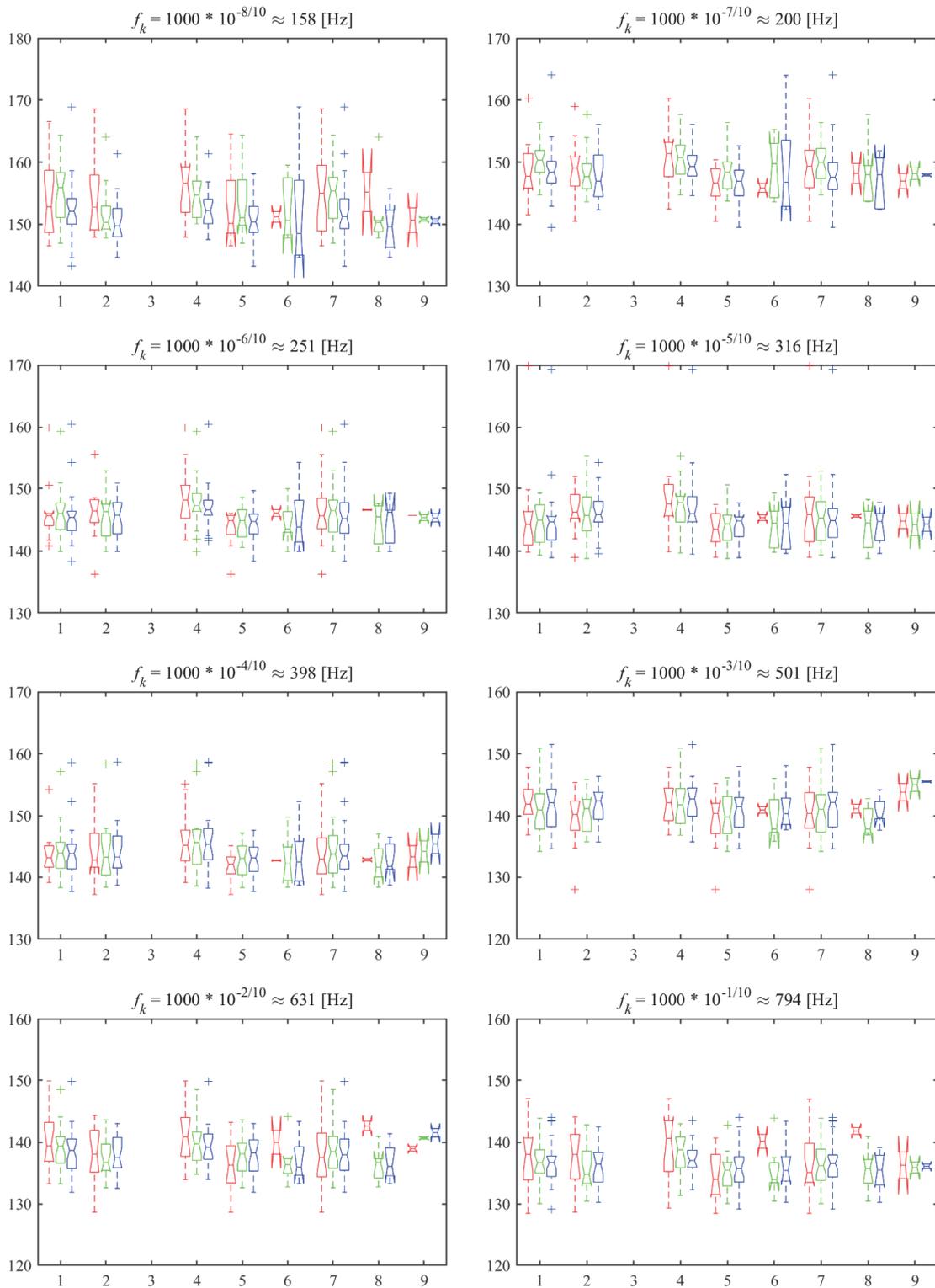


図 4.2.46—自動車専用船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

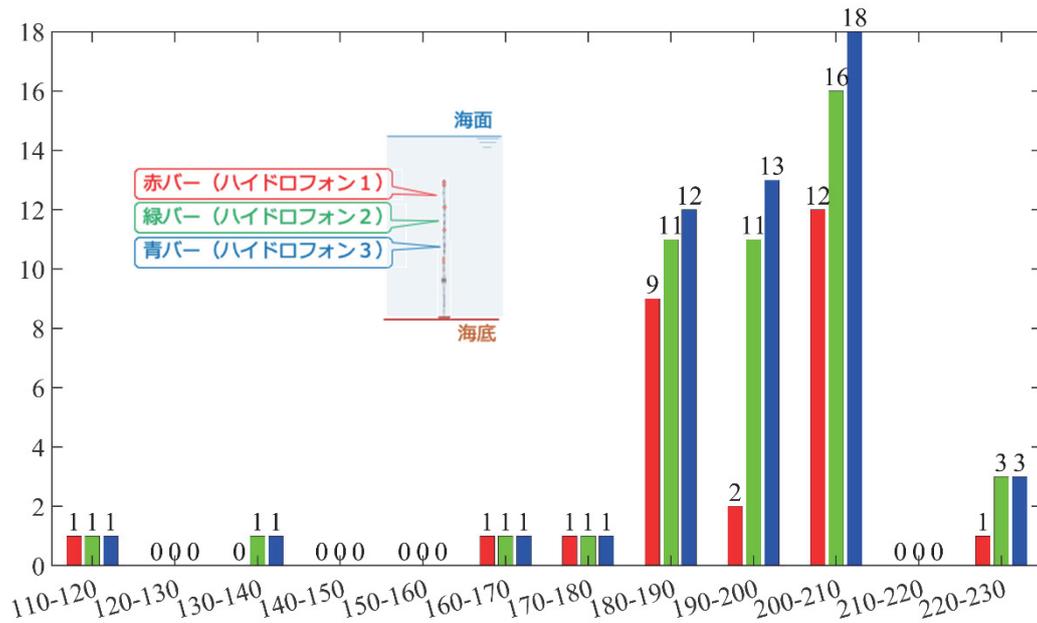


図 4.2.47—細かい船長区分ごとの自動車専用船の航行隻数

4.2.6 一般貨物船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

一般貨物船について、船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図 4.2.48-4.2.50 に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン 1、2、3 のデータを示す。まず船長についてはほぼ 150m 以下であり、船齢については近年製造されたものがやや少ない。建造国については、ほとんどが日本である。また、4 分の 1 程度の一般貨物船について建造年・建造国のデータの入手ができなかったため、建造年・建造国に関する分析のデータ数が少ない。図 4.2.51-4.2.53 に船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL を示した。ここで、船長区分は 100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014-[年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ 3 つである。4.2.3 節と同様、SL の周波数変化の傾向には、各項目の顕著な影響は現れていない。一部図が示されていないが、その区分のデータ数が 2 未満であり箱ひげ図が描けないためである。また、データ数が少ないため、中央値の信頼区間が大きい区分が多い。次に図 4.2.54-4.2.55 に中心周波数ごとに一般貨物船の 1/3 オクターブバンド SL を示した。横軸の番号は、1-3 が船長 (100-200、200-300、300-400 [m])、4-6 が建造年 (-2007、2008-2013、2014-[年])、7-9 が建造国 (日本、韓国、中国 or 台湾) を表す。船長・建造国のばらつきが小さいため、4-6 の建造年のみ注目すると、2014 年以降建造の一般貨物船の航行隻数が少ないが、船齢の増加に伴う音源レベルの増加傾向が全周波数に現れており、区分間でおおむね 2-3dB 程度の差である。

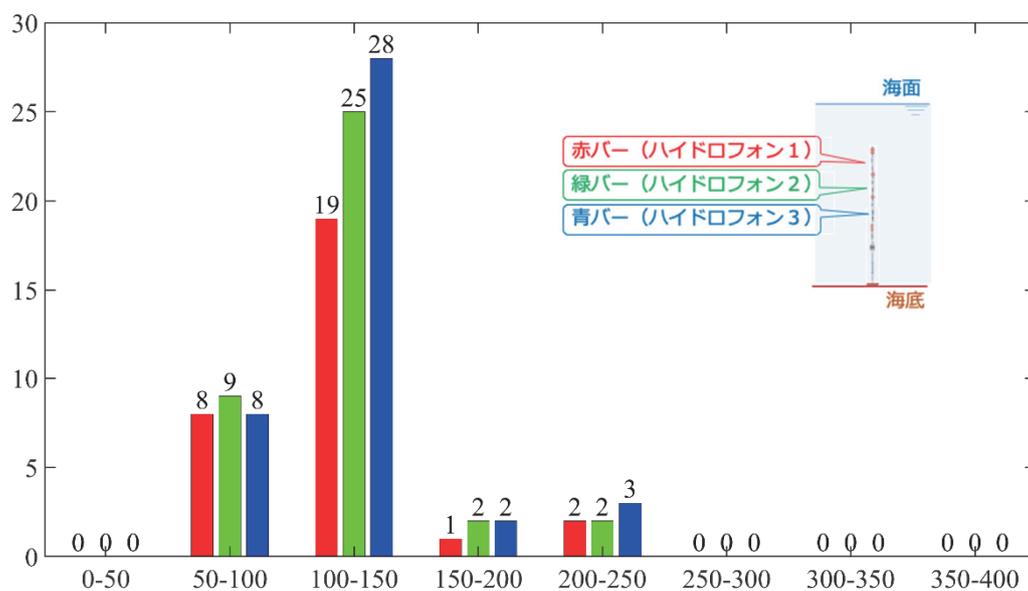


図 4.2.48—船長ごとの一般貨物船の航行隻数

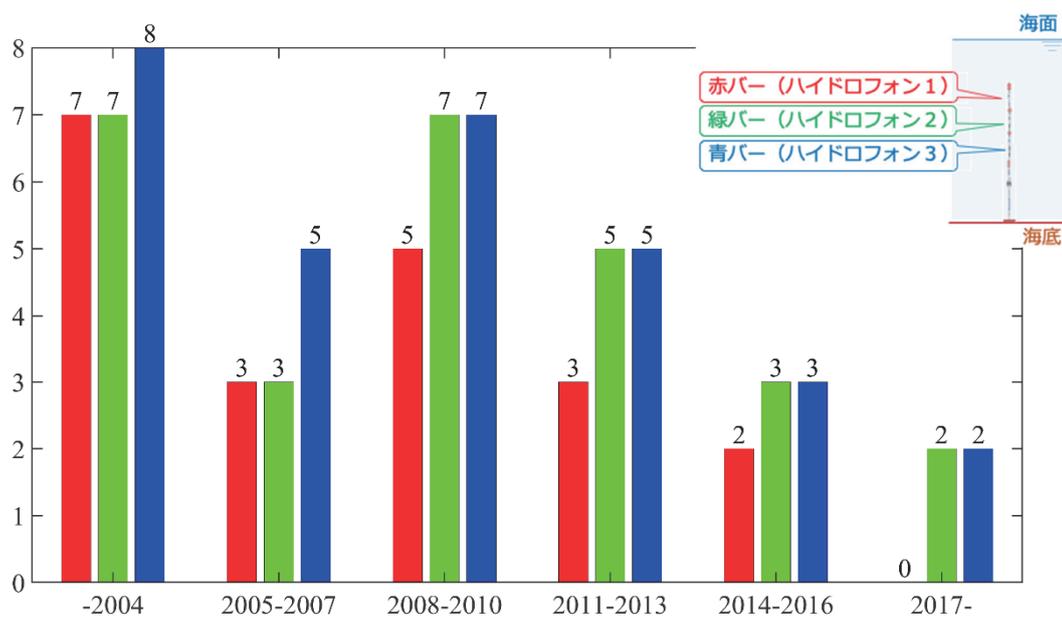


図 4.2.49—建造年ごとの一般貨物船の航行隻数

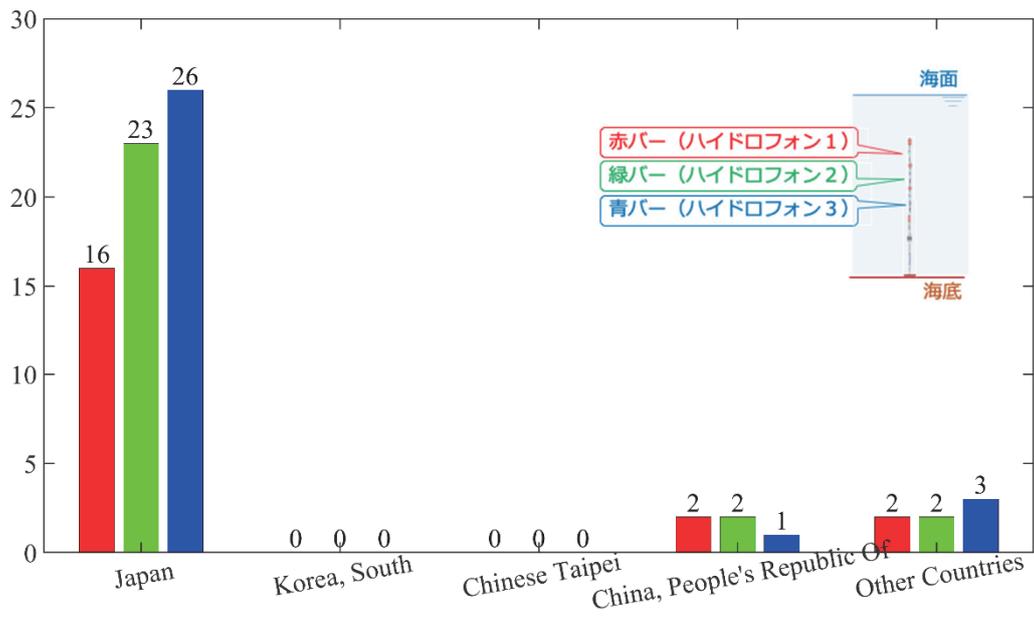


図 4.2.50－建造国ごとの一般貨物船の航行隻数

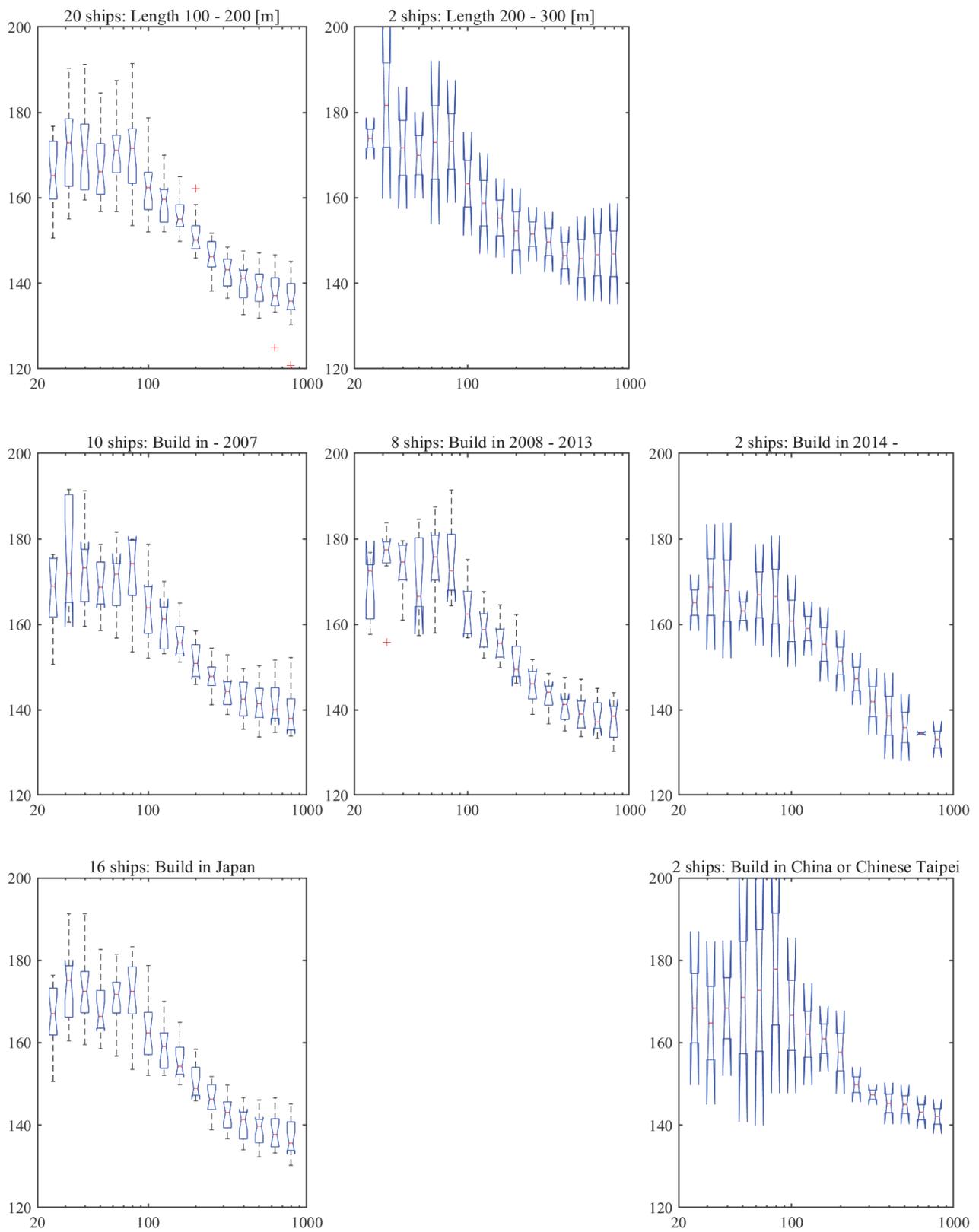


図 4.2.51 一般貨物船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

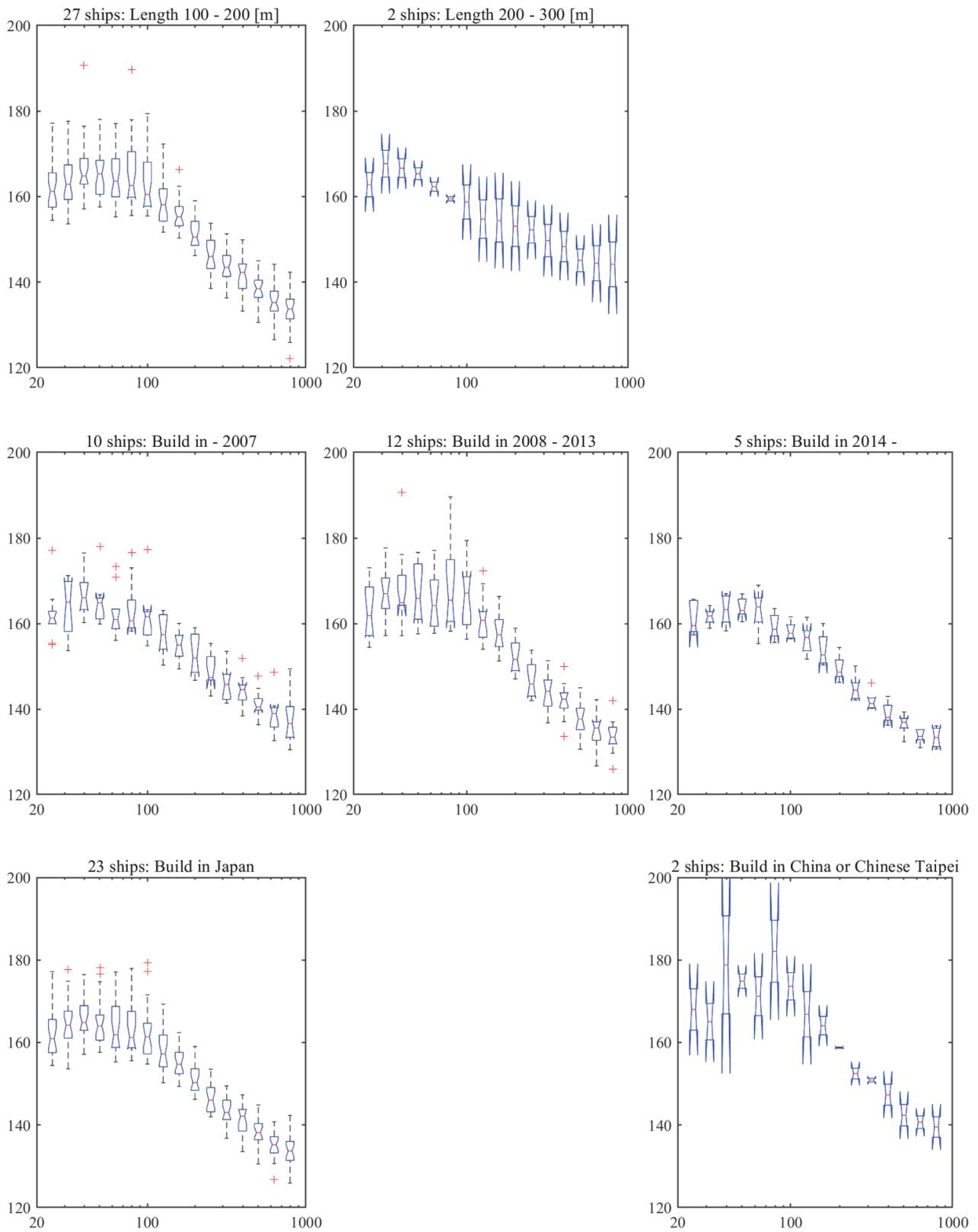


図 4.2.52 一般貨物船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

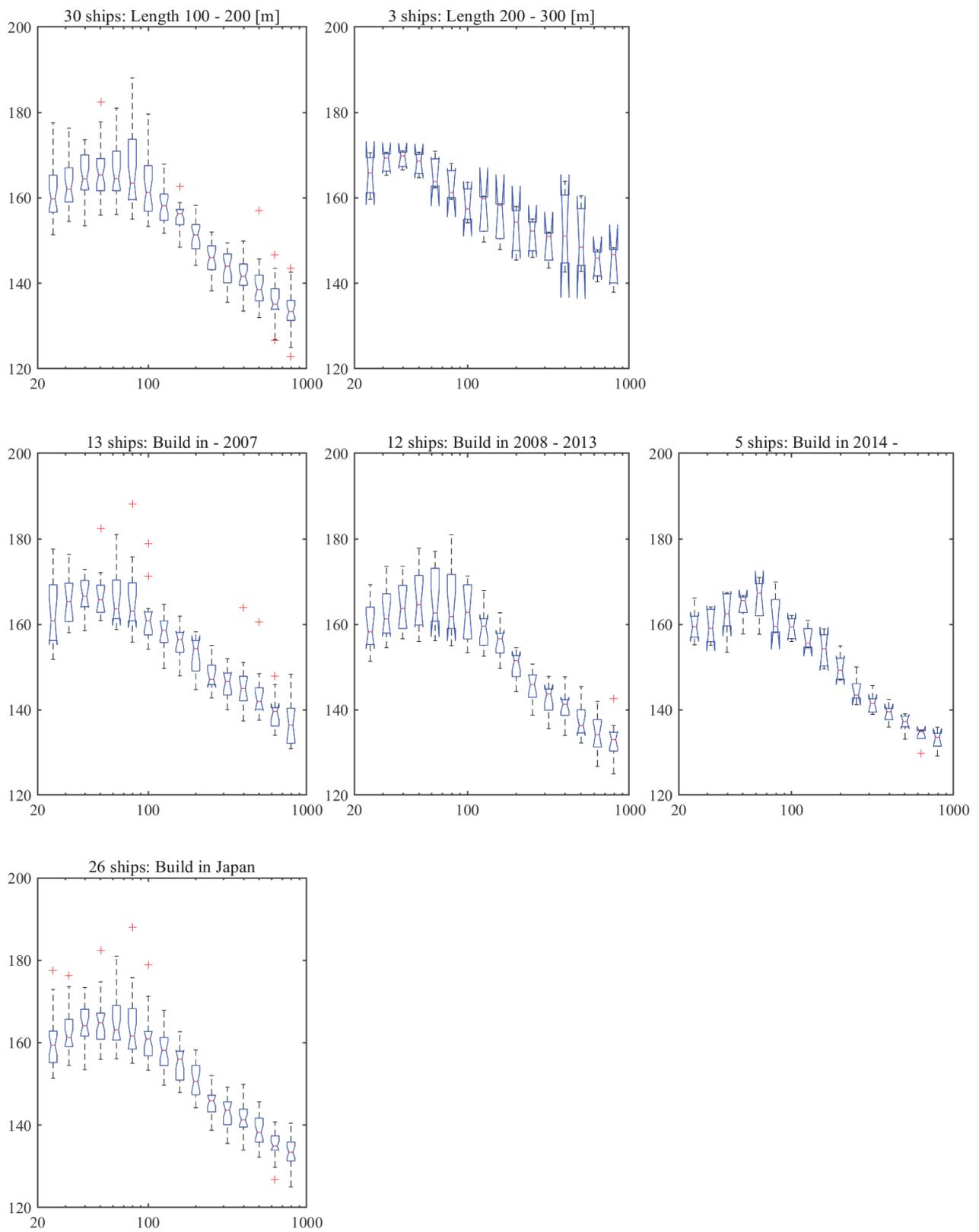


図 4.2.53 一般貨物船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

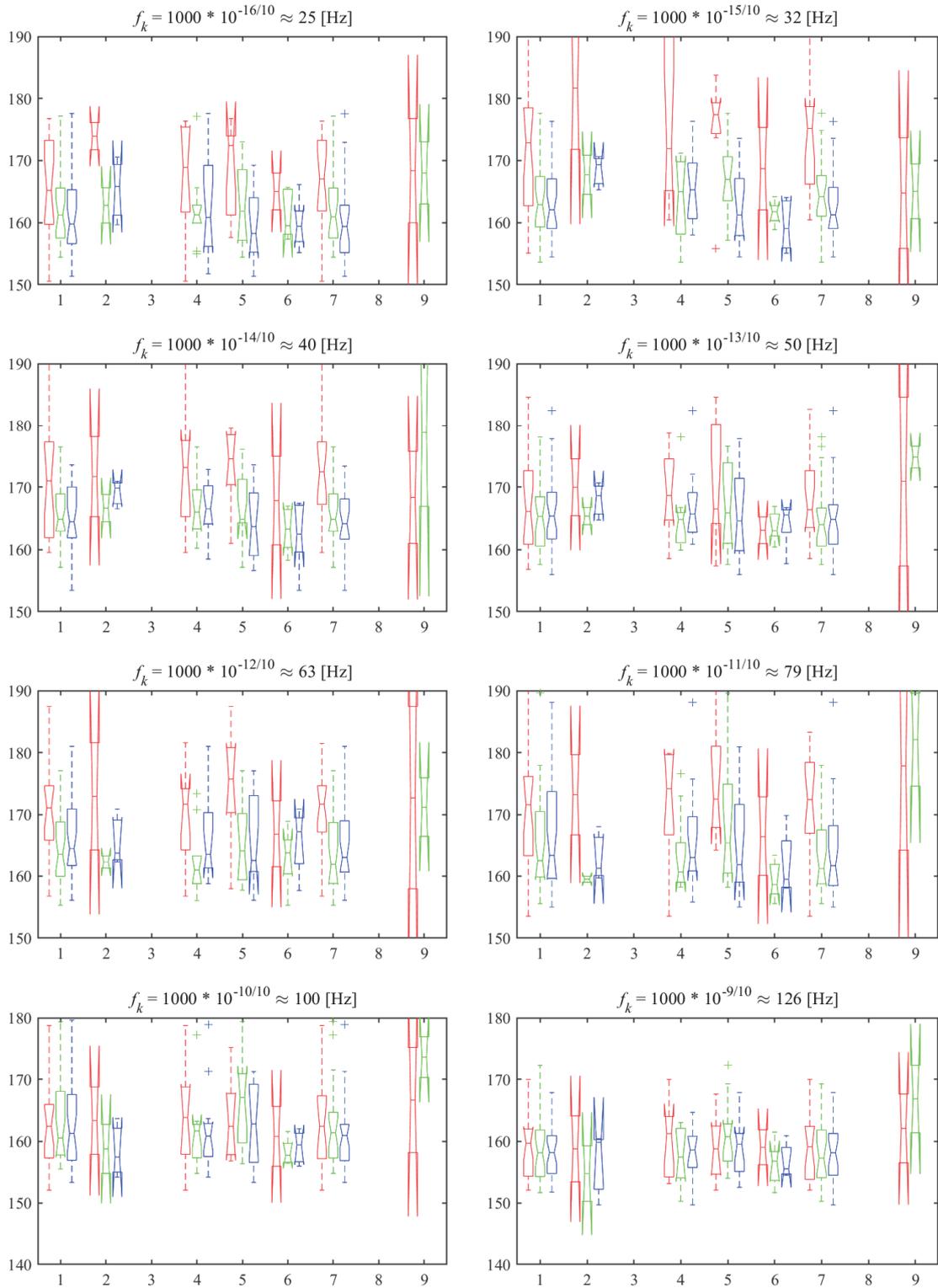


図 4.2.54—一般貨物船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

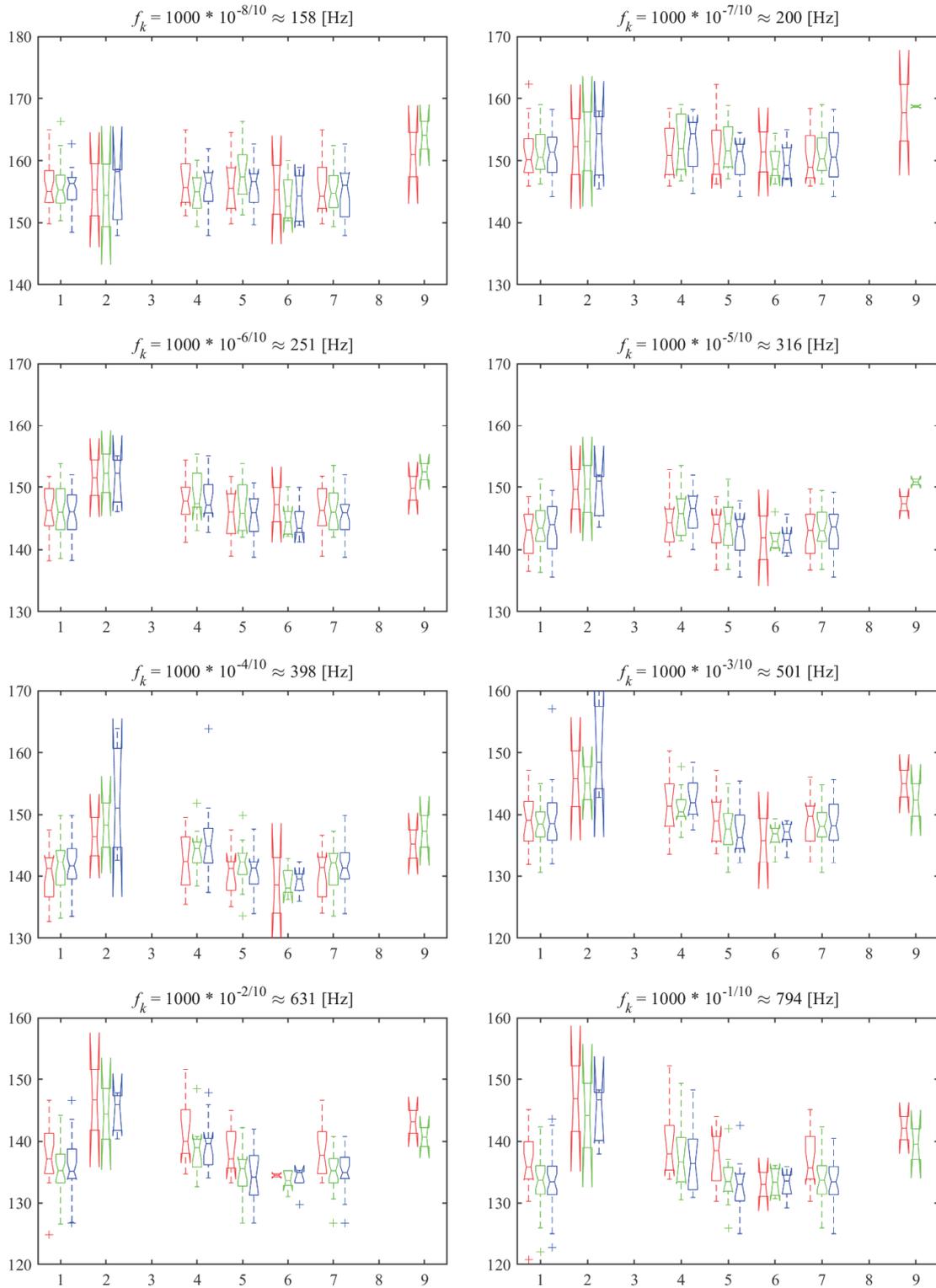


図 4.2.55 一般貨物船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.7 撒積船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

撒積船について、船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図 4.2.56-4.2.58 に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン 1、2、3 のデータを示す。まず船長については 150-200m のものを中心に大きい側に広く分布している。船齢についても比較的近年製造されたものが多いが、ここ 3 年で製造されたものの航行数は多くはない。また、建造国については、ほとんどが日本であり、次いで中国が多い。図 2.7.4-2.7.6 に船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL を示した。ここで、船長区分は 100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014- [年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ 3 つである。4.2.3 節と同様、SL の周波数変化の傾向には、各項目の顕著な影響は現れていない。一部図が示されていないが、その区分のデータ数が 2 未満であり箱ひげ図が描けないためである。次に図 4.2.62-4.2.63 に中心周波数ごとに自動車専用船の 1/3 オクターブバンド SL を示した。横軸の番号は、1-3 が船長 (100-200、200-300、300-400 [m])、4-6 が建造年 (-2007、2008-2013、2014- [年])、7-9 が建造国 (日本、韓国、中国 or 台湾) を表す。まず 1-3 の船長について、300m 以上のものは航行数が少ないため評価できないが、100-200m のものと 200-300m のもので、撒積船においては 100Hz 以下の周波数帯では顕著な違いがみられない。一方で 100Hz 以上の周波数帯では他の船種と同様に、船長の大きいものが音源レベルが高い傾向にあり、区分間でおおむね 2-3dB 程度の差である。次に 4-6 の建造年については、2007 年以前に建造されたものが少なく、明確な傾向はみられない。7-9 の建造国についても、日本以外で建造された撒積船が少ないため、明確な傾向はみられない。

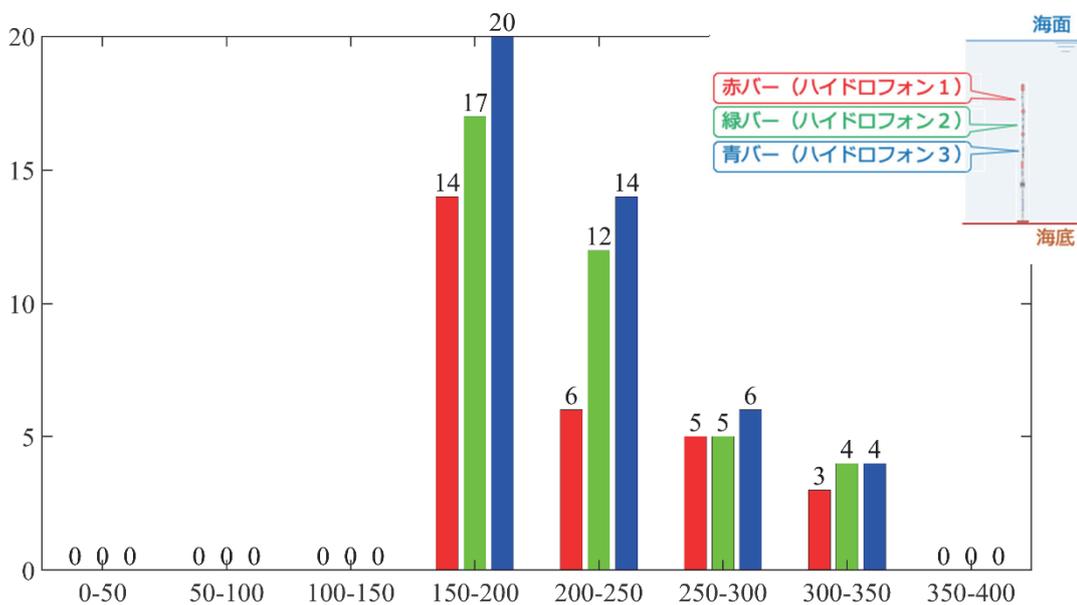


図 4.2.56—船長ごとの撒積船の航行隻数

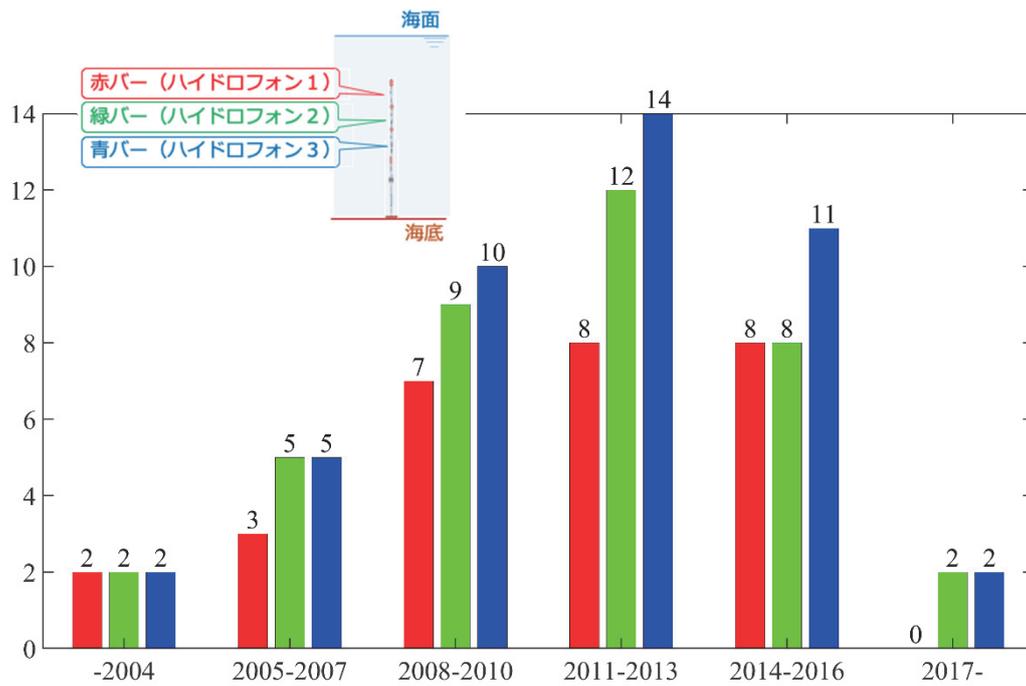


図 4.2.57－建造年ごとの撒積船の航行隻数

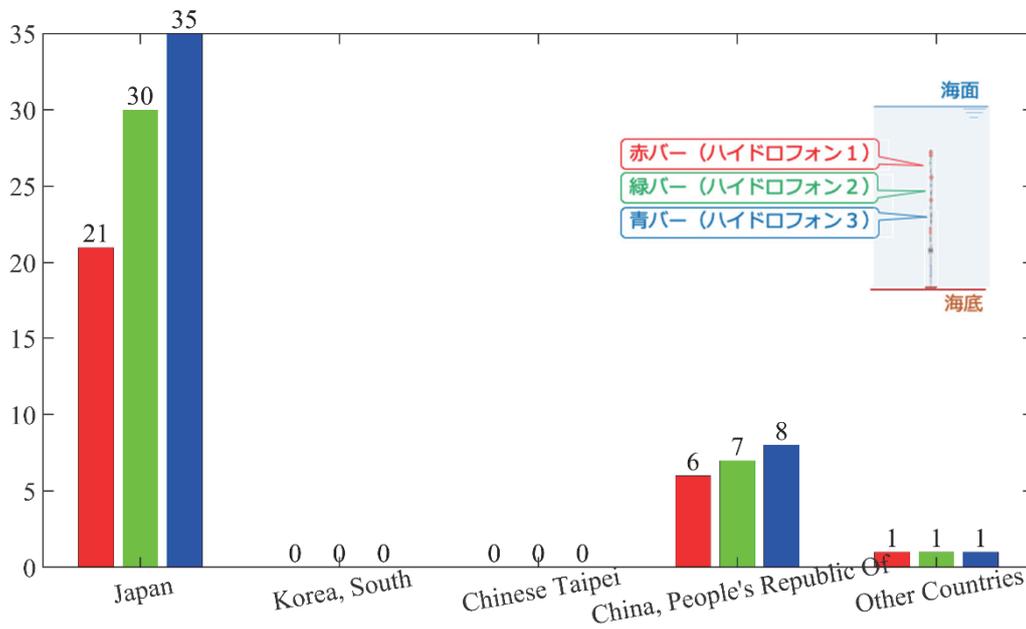


図 4.2.58－建造国ごとの撒積船の航行隻数

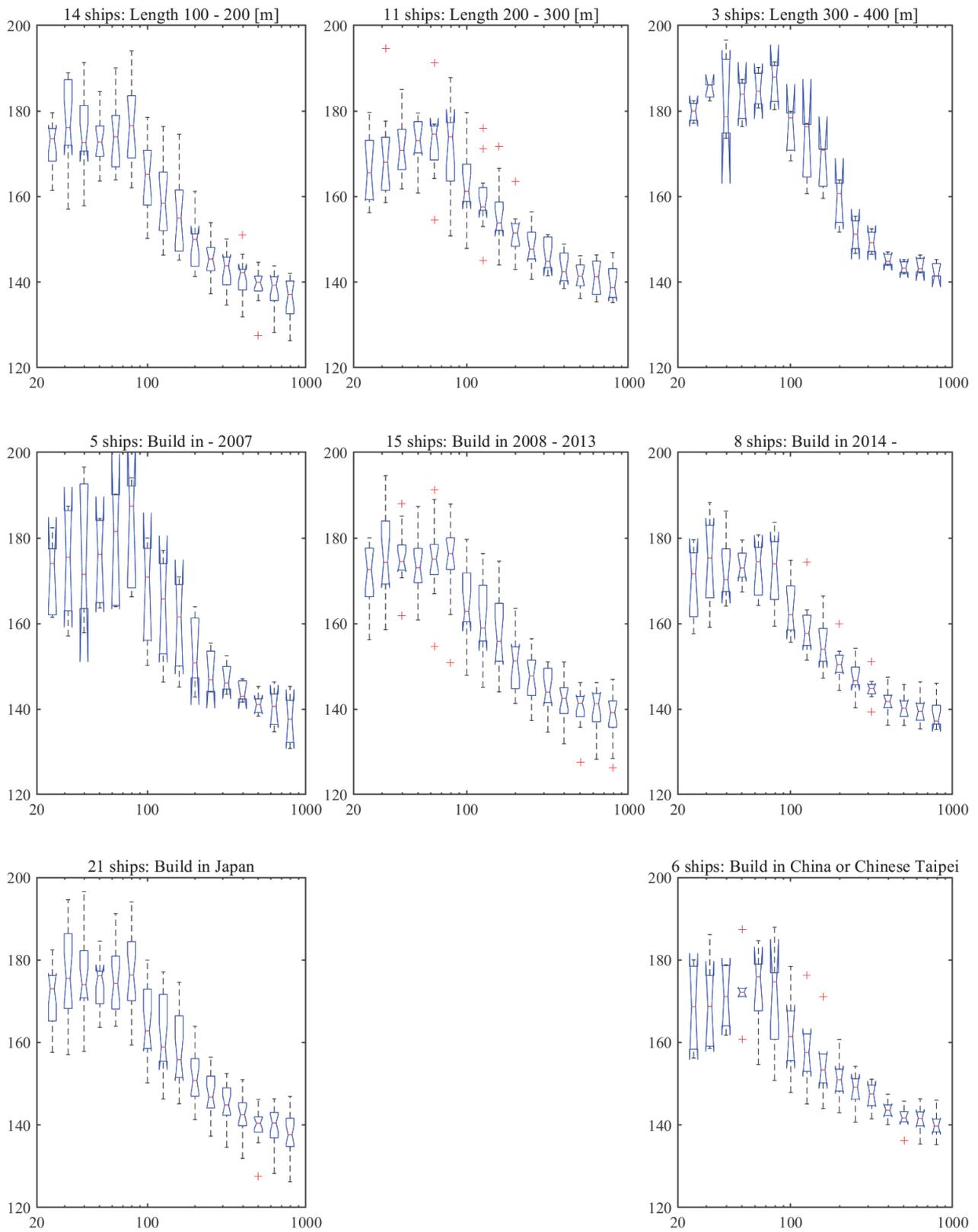


図 4.2.59—撒積船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

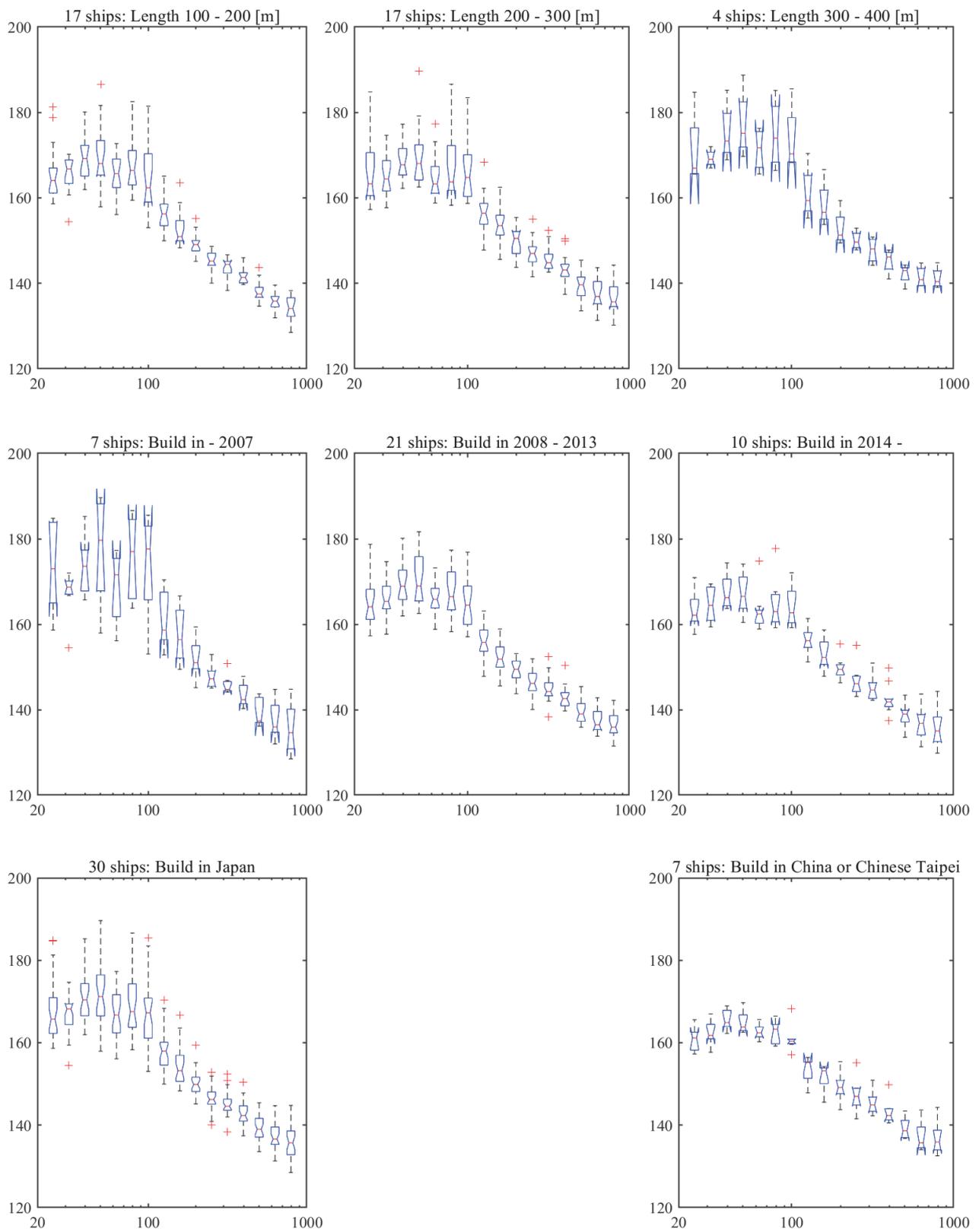


図 4.2.60 一撒積船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

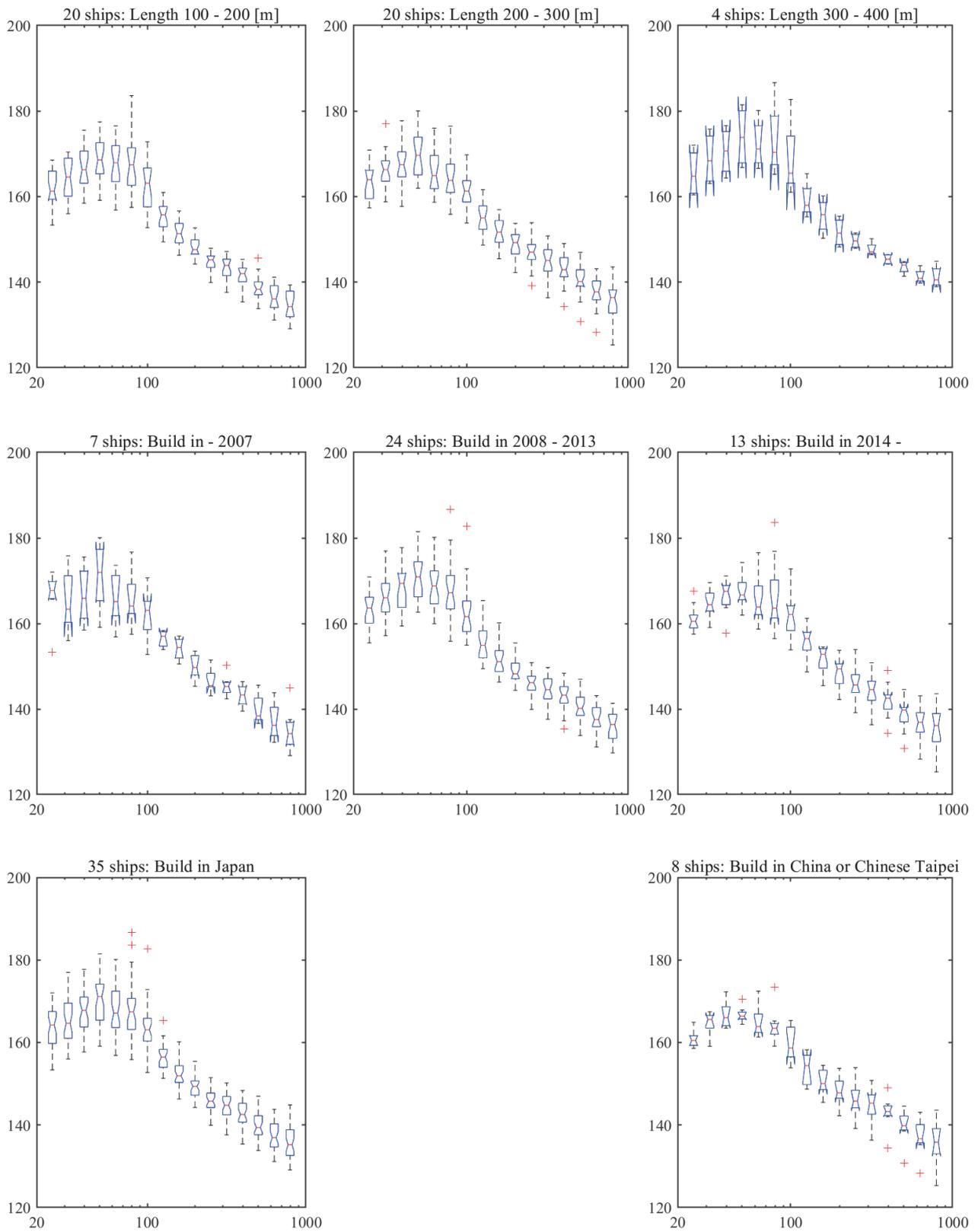


図 4.2.61 一撒積船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

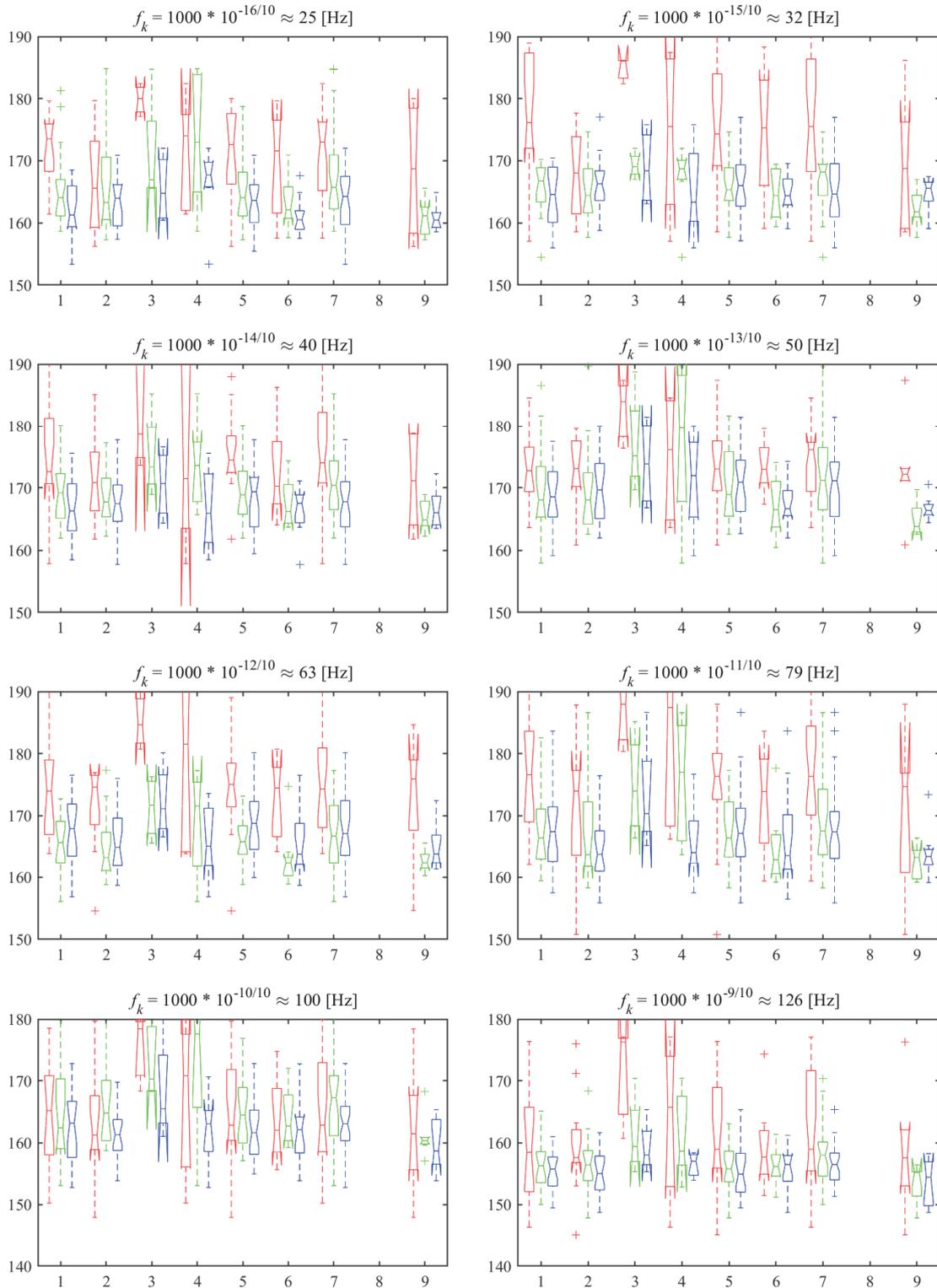


図 4.2.62—撒積船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

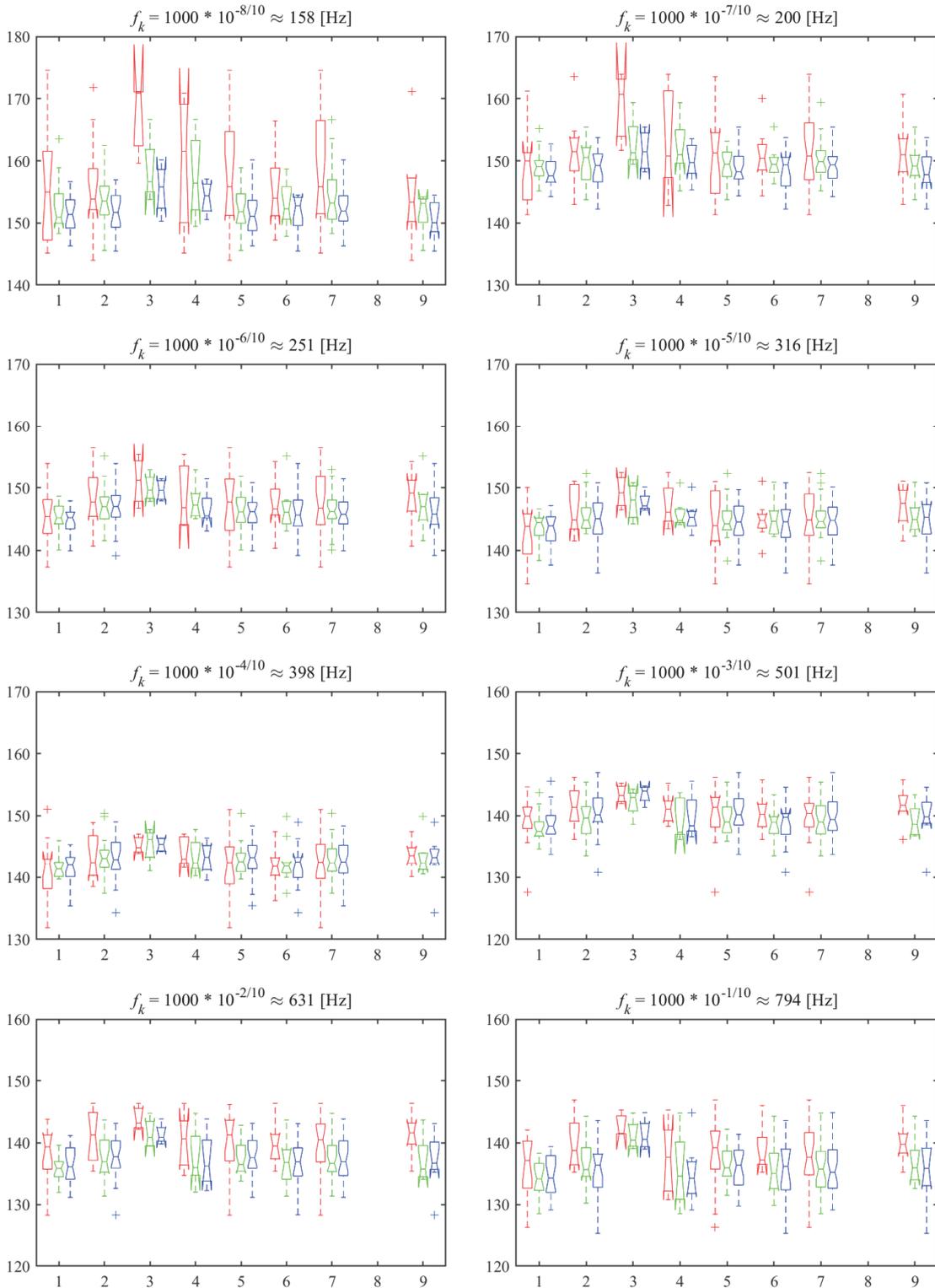


図 4.2.63－撒積船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014-[年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.8 ケミカル船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

ケミカル船について、船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図 4.2.64-4.2.66 に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン 1、2、3 のデータを示す。まず船長については 200m 以下であり、船齢については極端な分布を示している。また、建造国については、ほとんどが日本であり、次いで韓国が多い。また、半数以上の貨物船について建造年・建造国のデータの入手ができなかったため、建造年・建造国に関する分析のデータ数が少ない。図 4.2.67-4.2.69 に船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド *SL* を示した。ここで、船長区分は 100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014-[年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ 3 つである。4.2.3 節と同様、*SL* の周波数変化の傾向には、各項目の顕著な影響は現れていない。一部図が示されていないが、その区分のデータ数が 2 未満であり箱ひげ図が描けないためである。次に図 4.2.70-4.2.71 に中心周波数ごとにケミカル船の 1/3 オクターブバンド *SL* を示した。横軸の番号は、1-3 が船長 (100-200、200-300、300-400 [m])、4-6 が建造年 (-2007、2008-2013、2014-[年])、7-9 が建造国 (日本、韓国、中国 or 台湾) を表す。ケミカル船については船長の偏りや建造年・建造国に関するデータの少なさから、顕著な傾向は見られなかった。

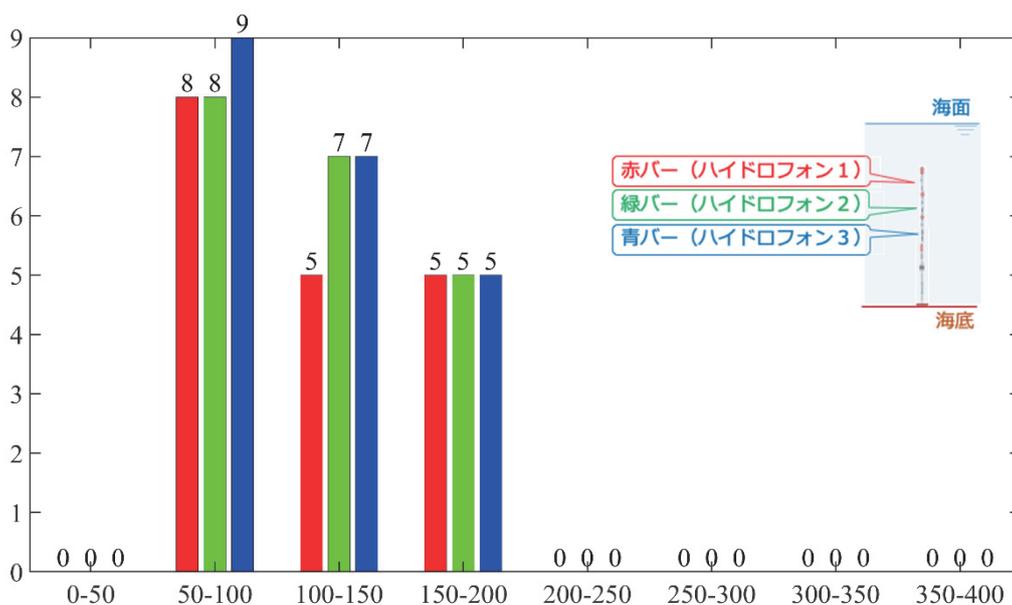


図 4.2.64—船長ごとのケミカル船の航行隻数

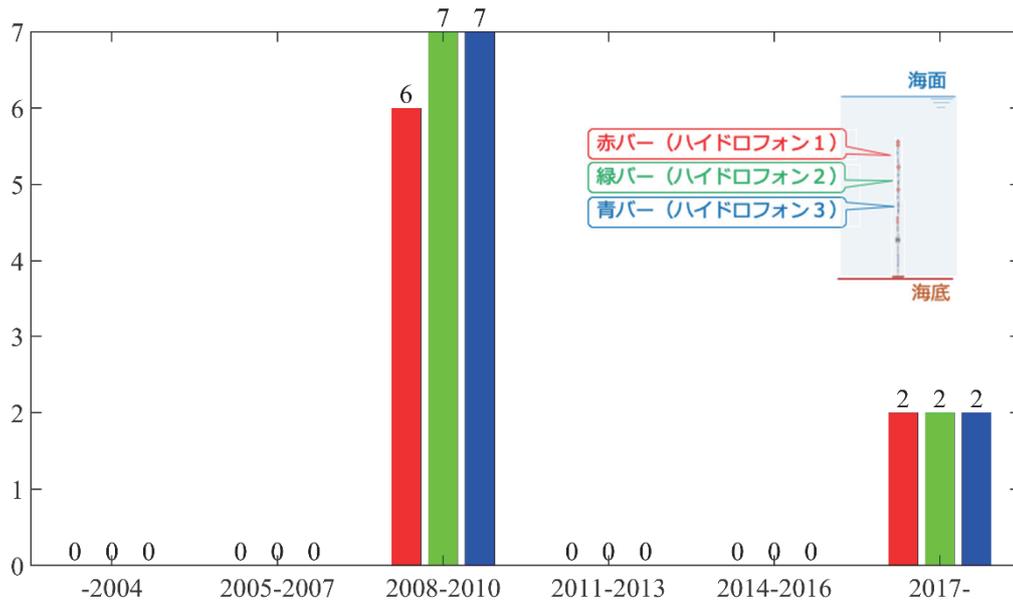


図 4.2.65—建造年ごとのケミカル船の航行隻数

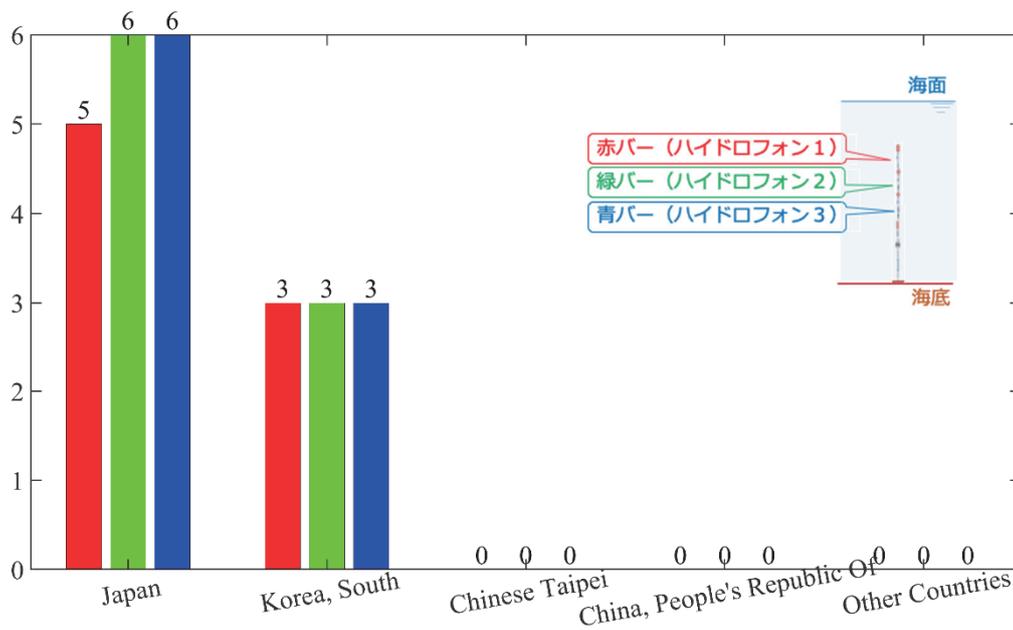


図 4.2.66—建造国ごとのケミカル船の航行隻数

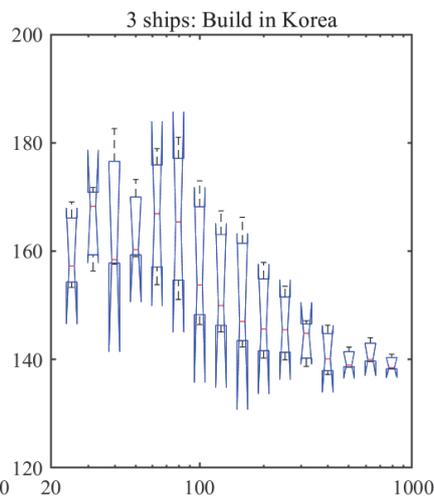
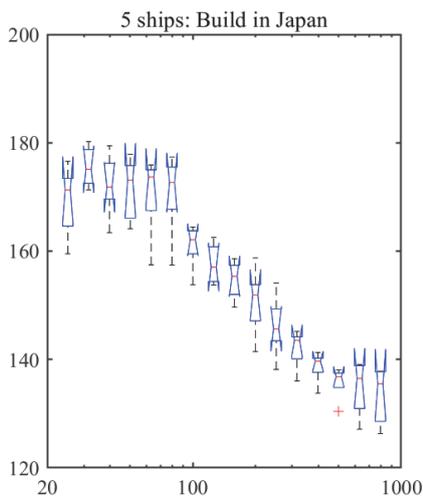
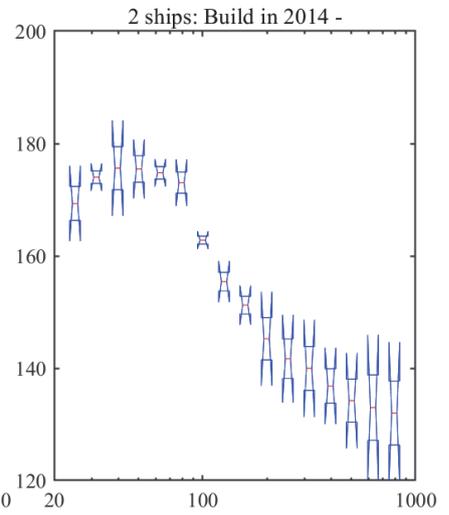
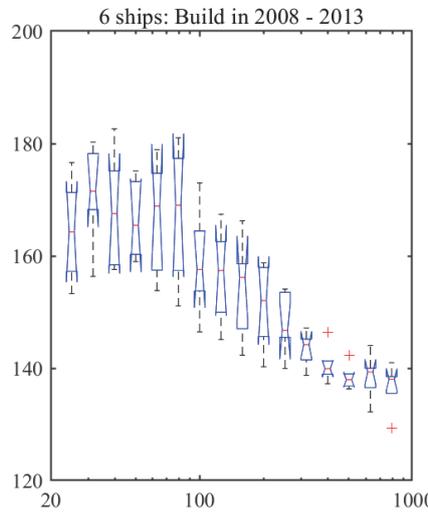
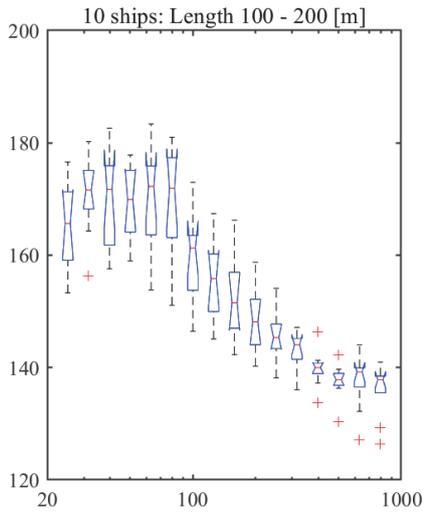


図 4.2.67—ケミカル船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

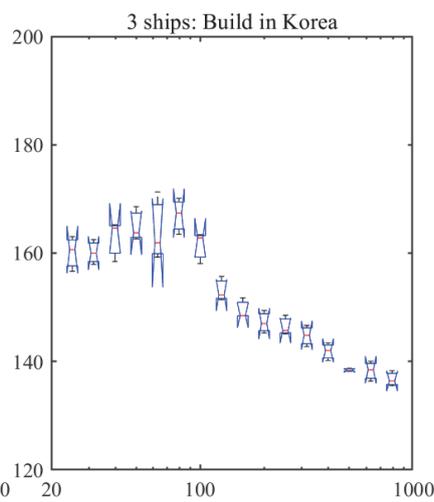
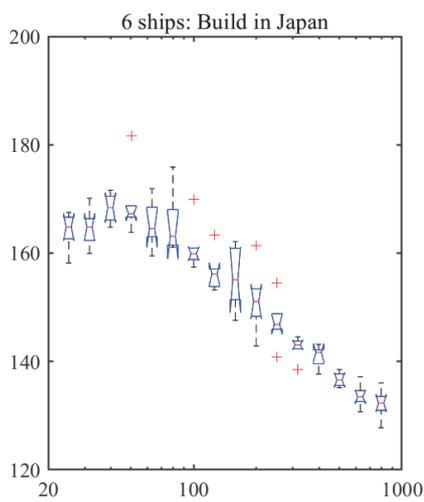
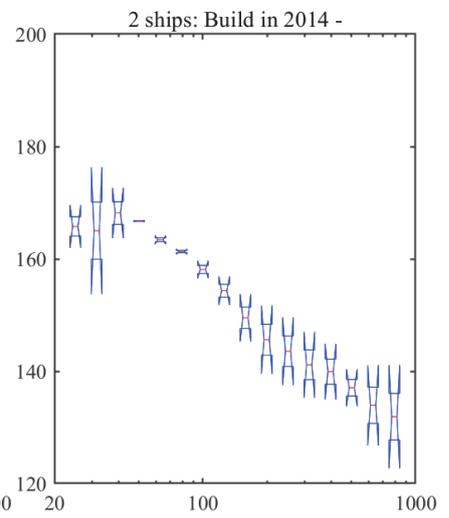
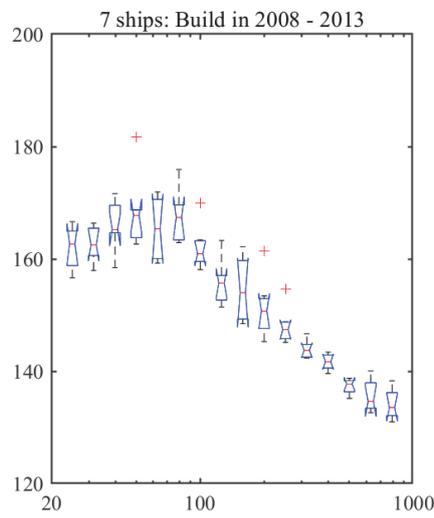
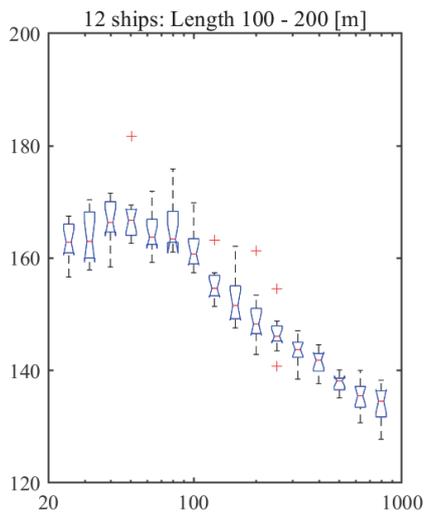


図 4.2.68—ケミカル船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド *SL* (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

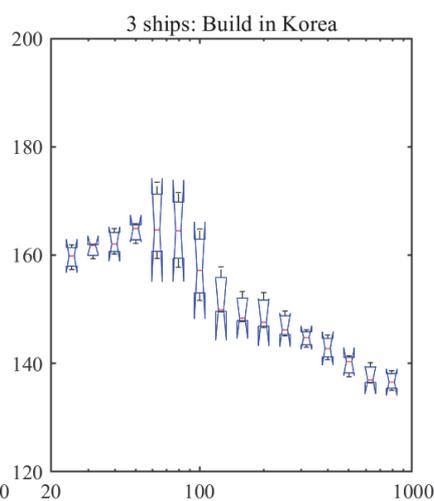
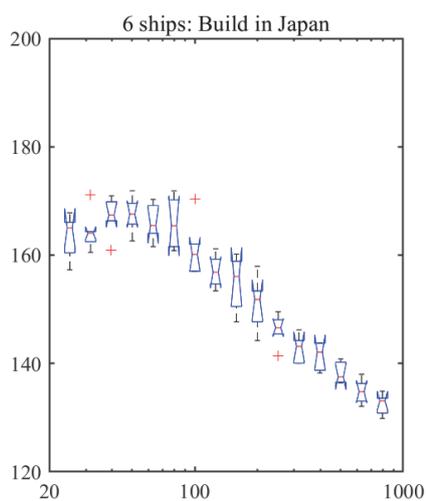
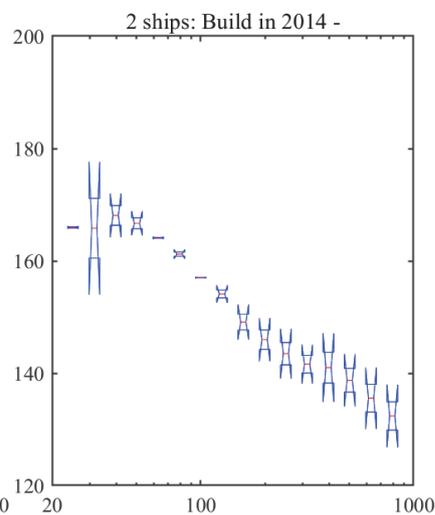
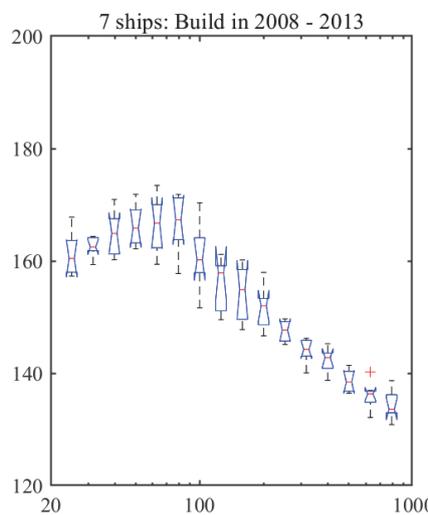
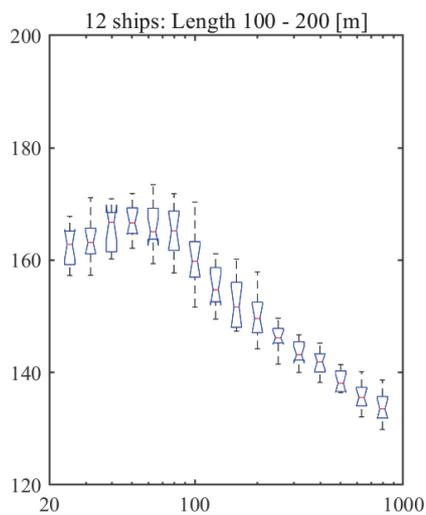


図 4.2.69—ケミカル船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

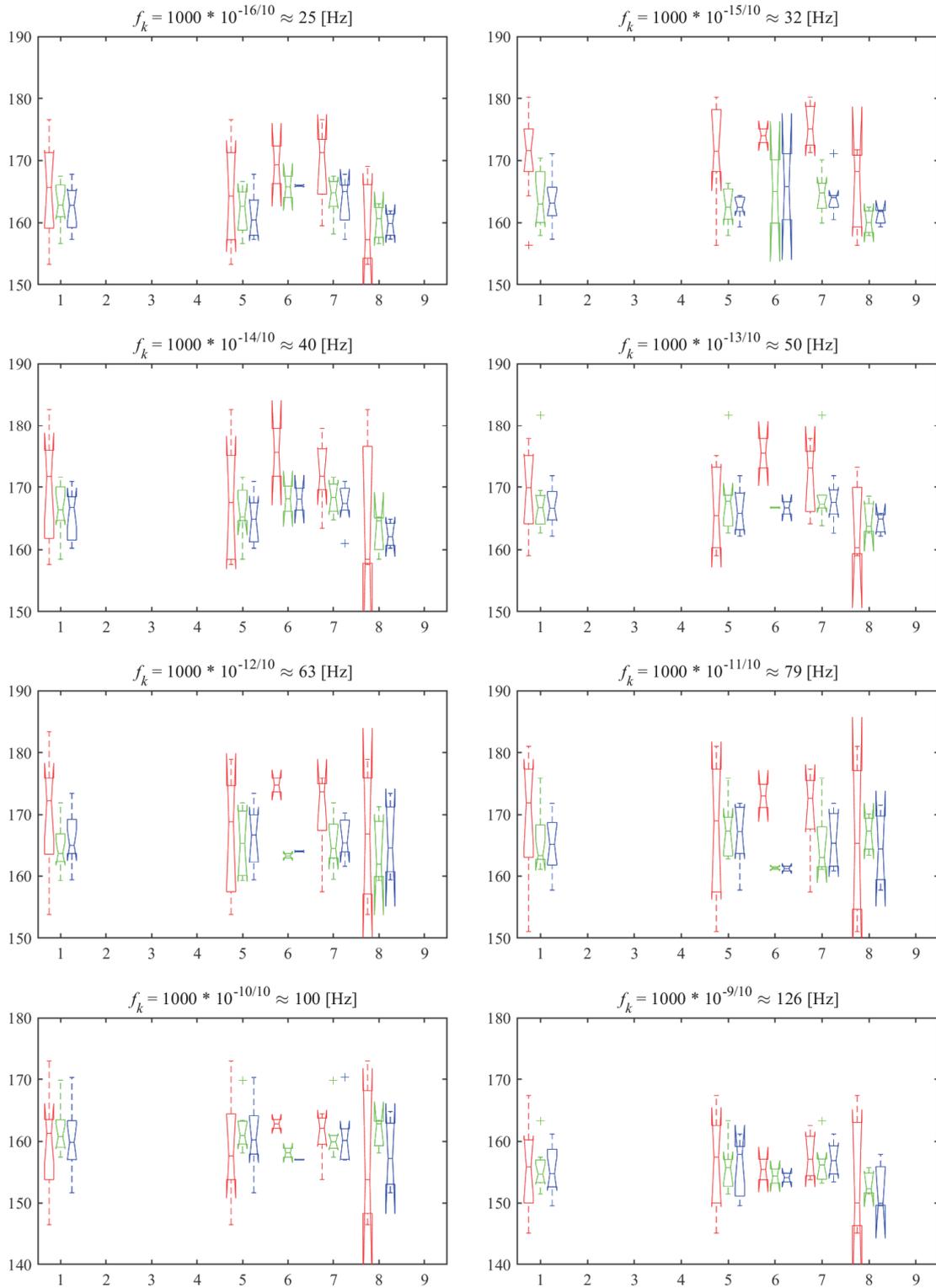


図 4.2.70—ケミカル船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

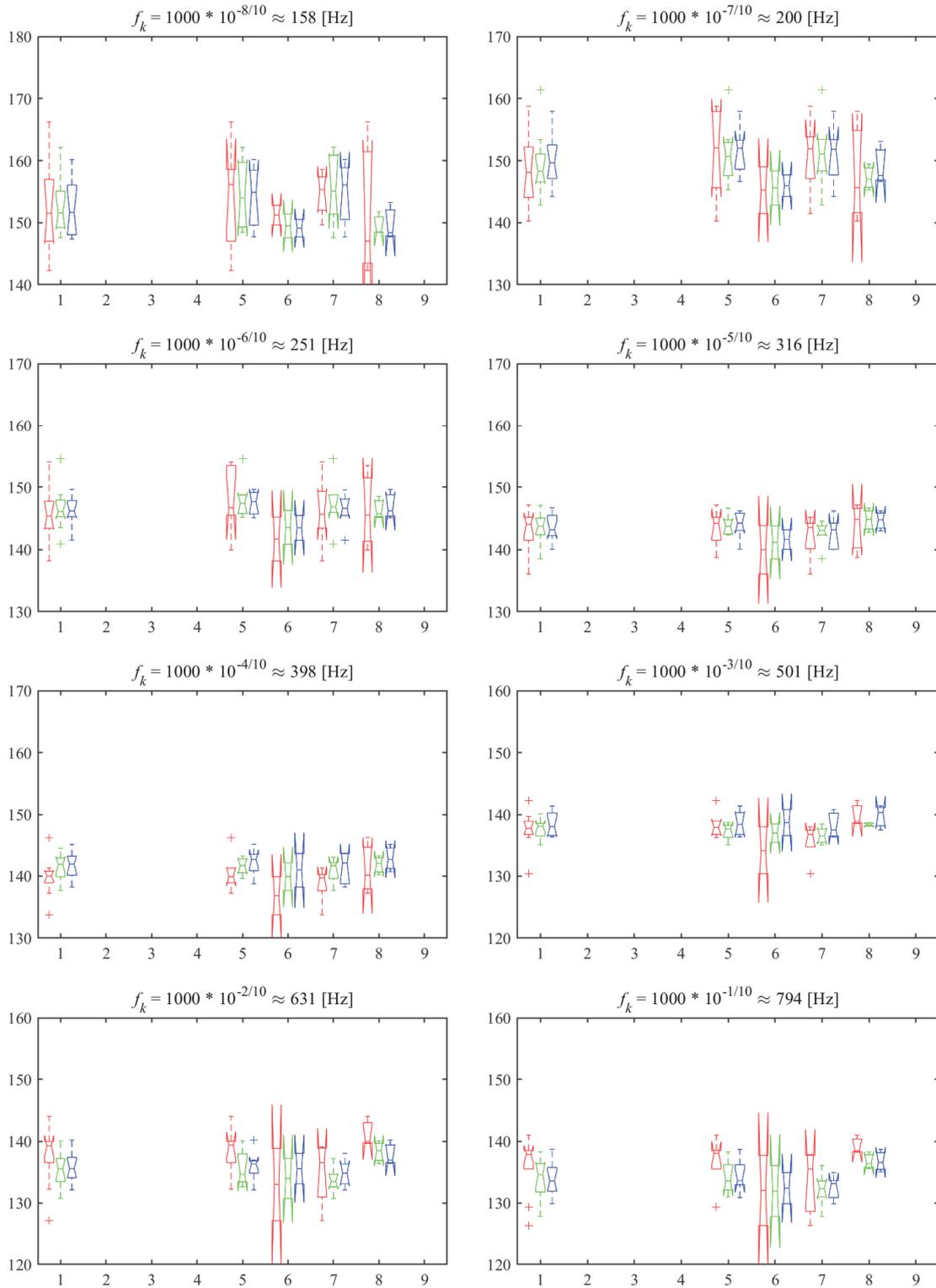


図 4.2.71—ケミカル船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.9 油槽船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

油槽船について、船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図 4.2.72-4.2.74 に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン 1、2、3 のデータを示す。まず船長・建造年については広く分布しており、建造国については、ほとんどが日本である。図 4.2.75-4.2.77 に船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド *SL* を、図 4.2.78-4.2.79 に中心周波数ごとに油槽船の 1/3 オクターブバンド *SL* を示しているが、データの少なさから、明確な傾向は見られなかった。なお図 4.2.75-4.2.77 については、船長区分は 100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は -2007、2008-2013、2014- [年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ 3 つであり、図 4.2.78-4.2.79 の横軸の番号は、1-3 が船長 (100-200、200-300、300-400 [m])、4-6 が建造年 (-2007、2008-2013、2014- [年])、7-9 が建造国 (日本、韓国、中国 or 台湾) を表す。

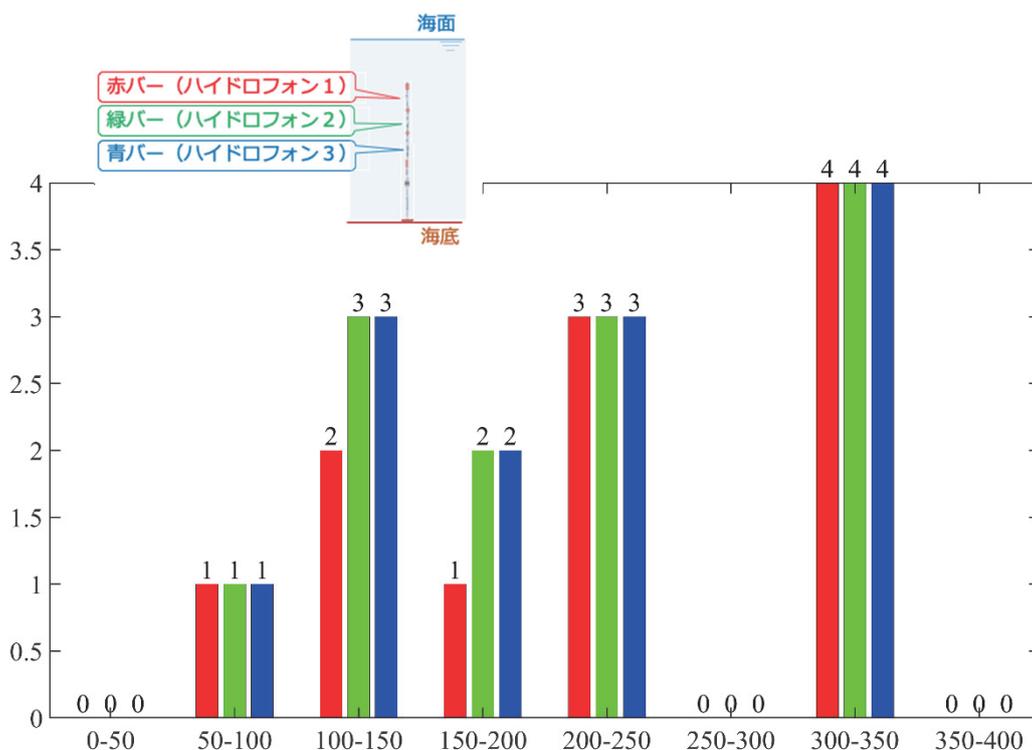


図 4.2.72—船長ごとの油槽船の航行隻数

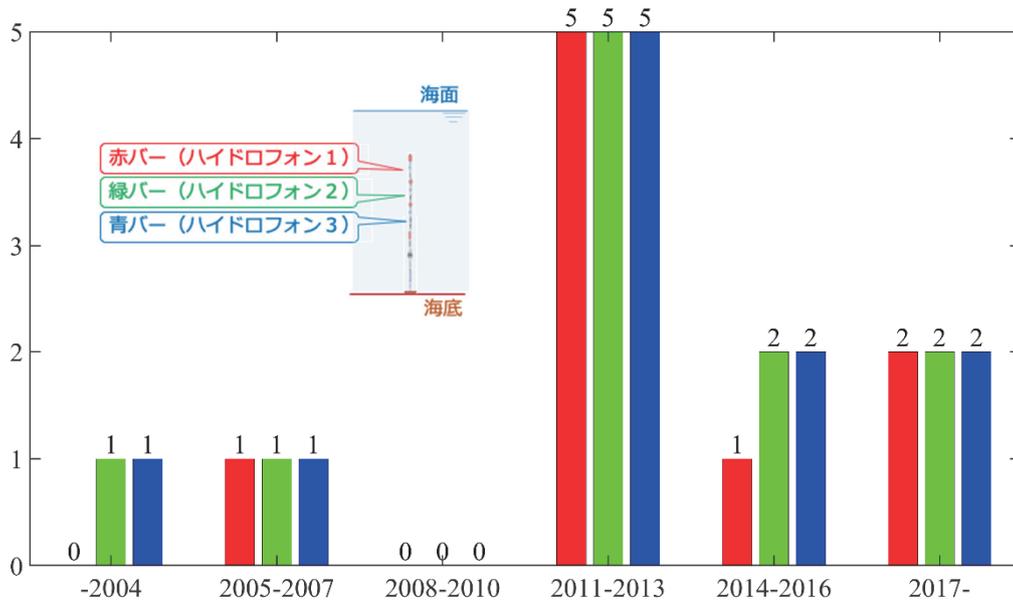


図 4.2.73ー建造年ごとの油槽船の航行隻数

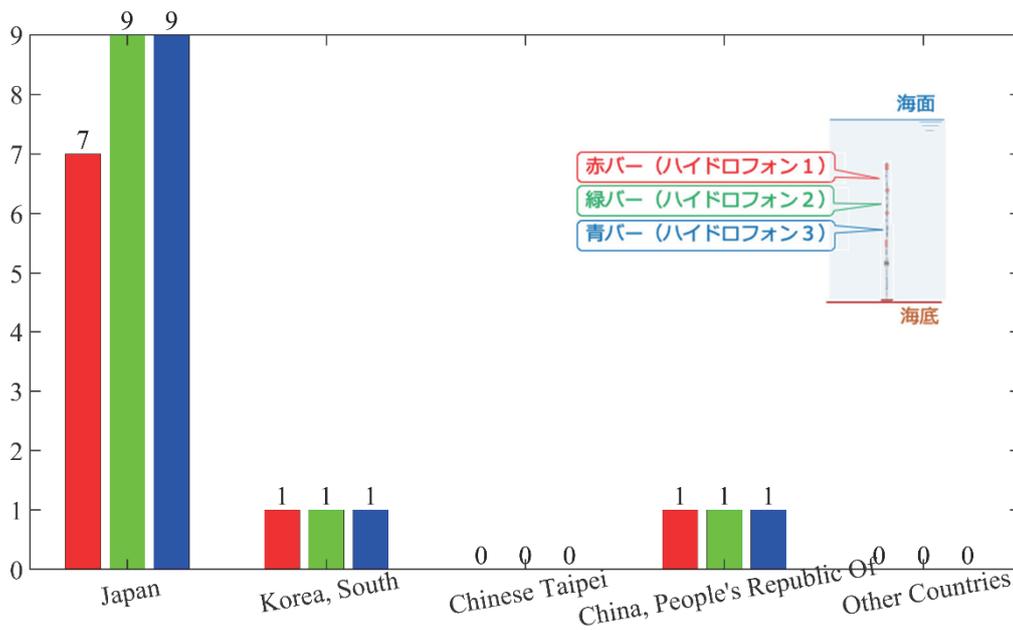


図 4.2.74ー建造国ごとの油槽船の航行隻数

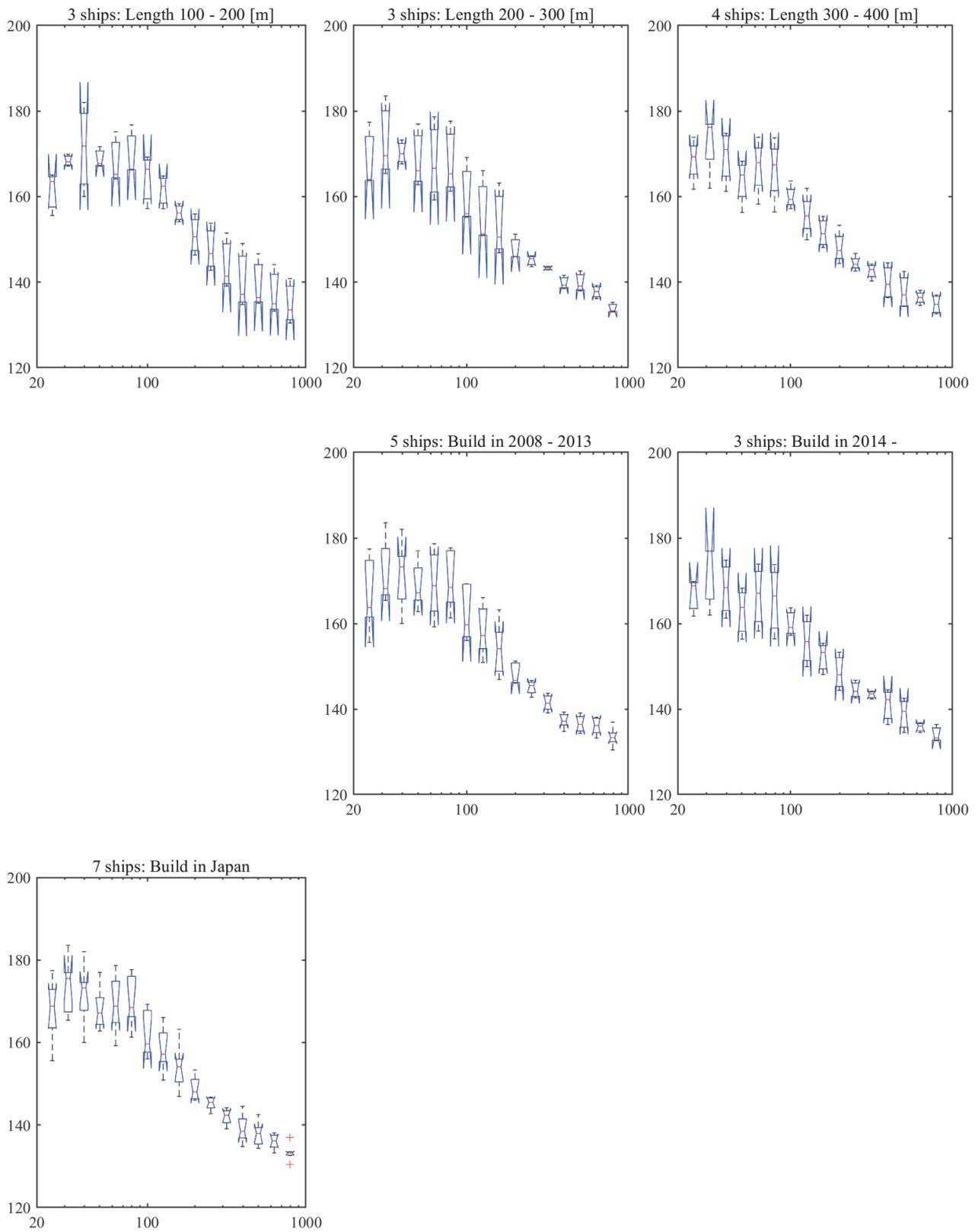


図 4.2.75—油槽船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

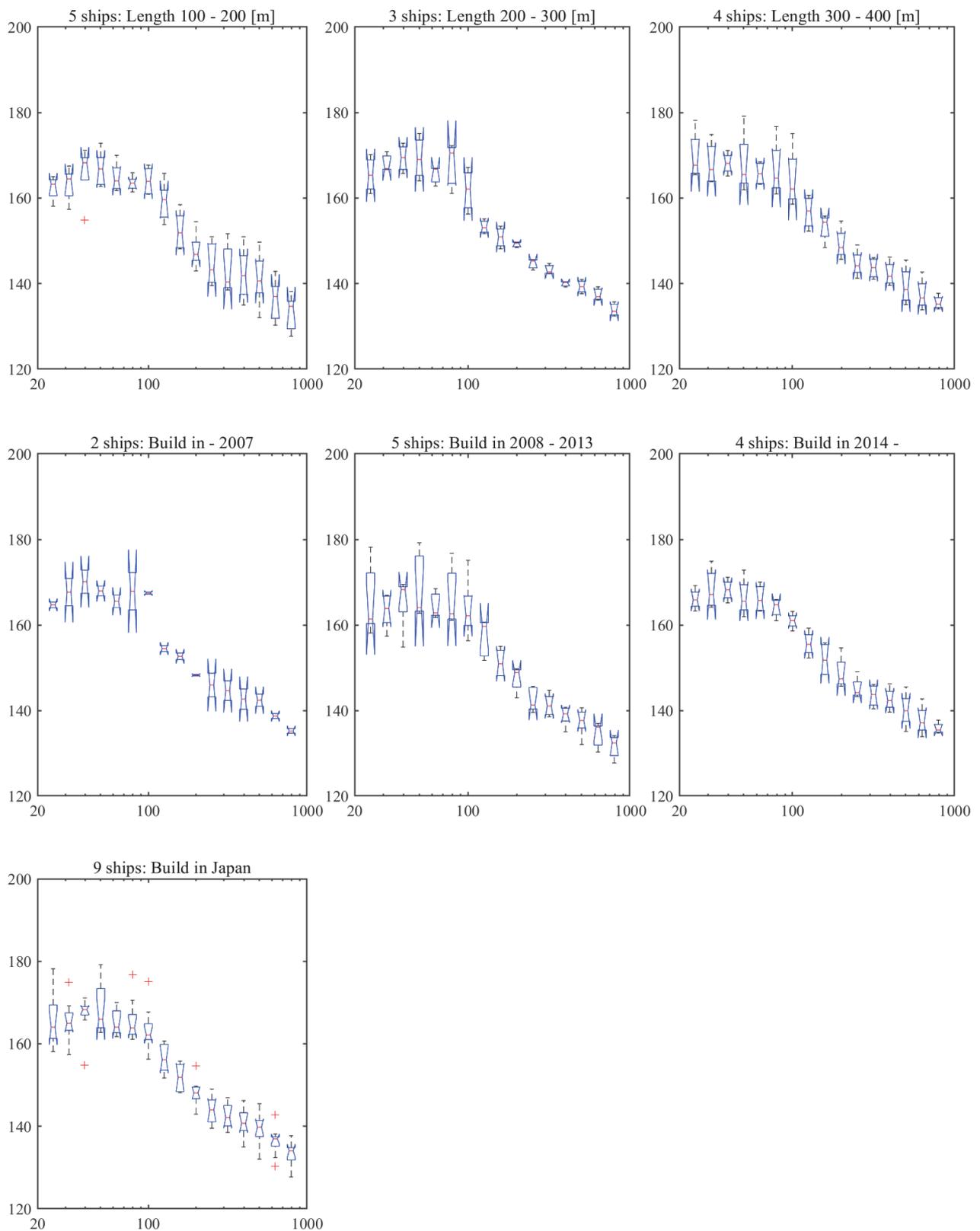


図 4.2.76—油槽船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

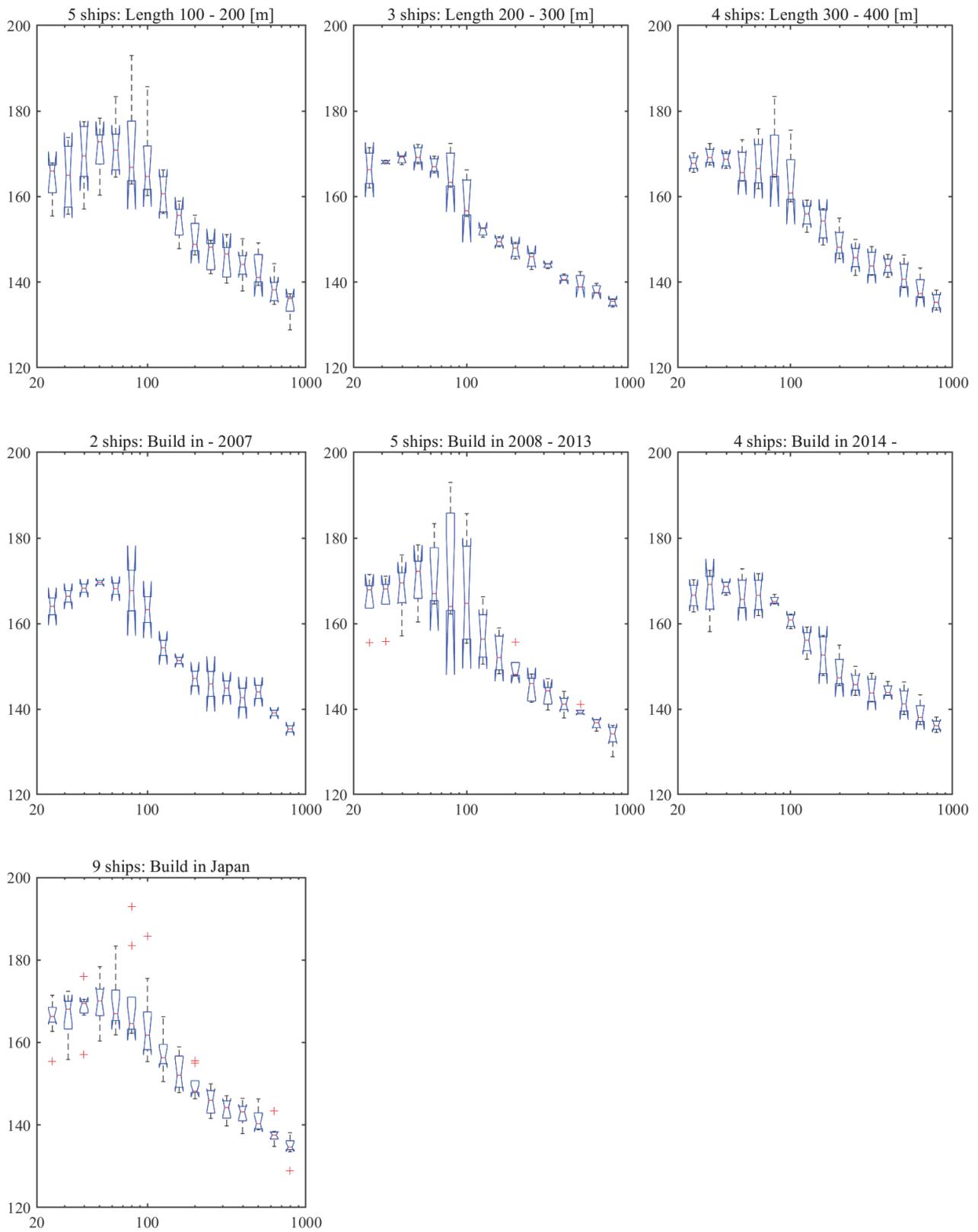


図 4.2.77—油槽船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

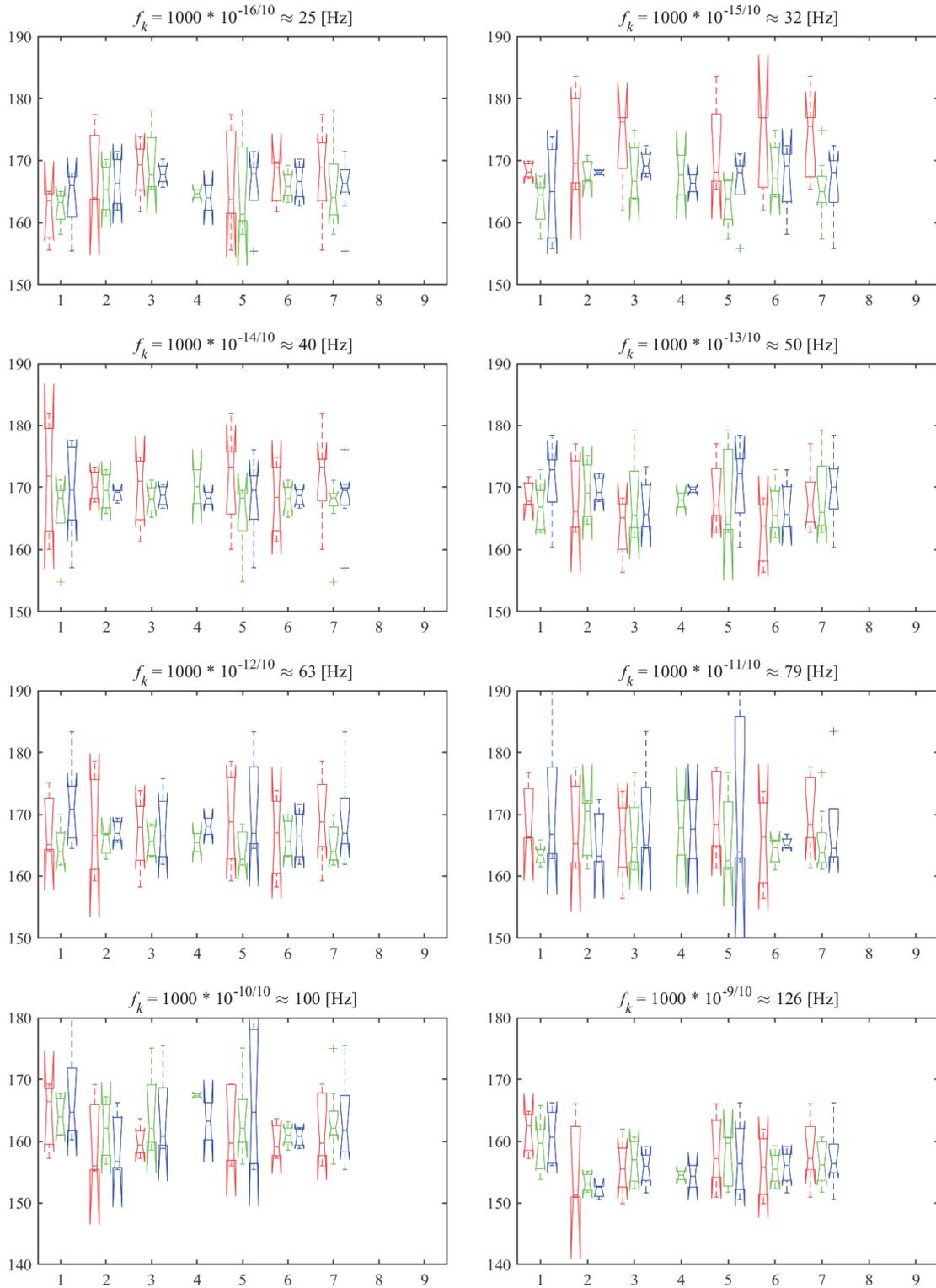


図 4.2.78—油槽船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

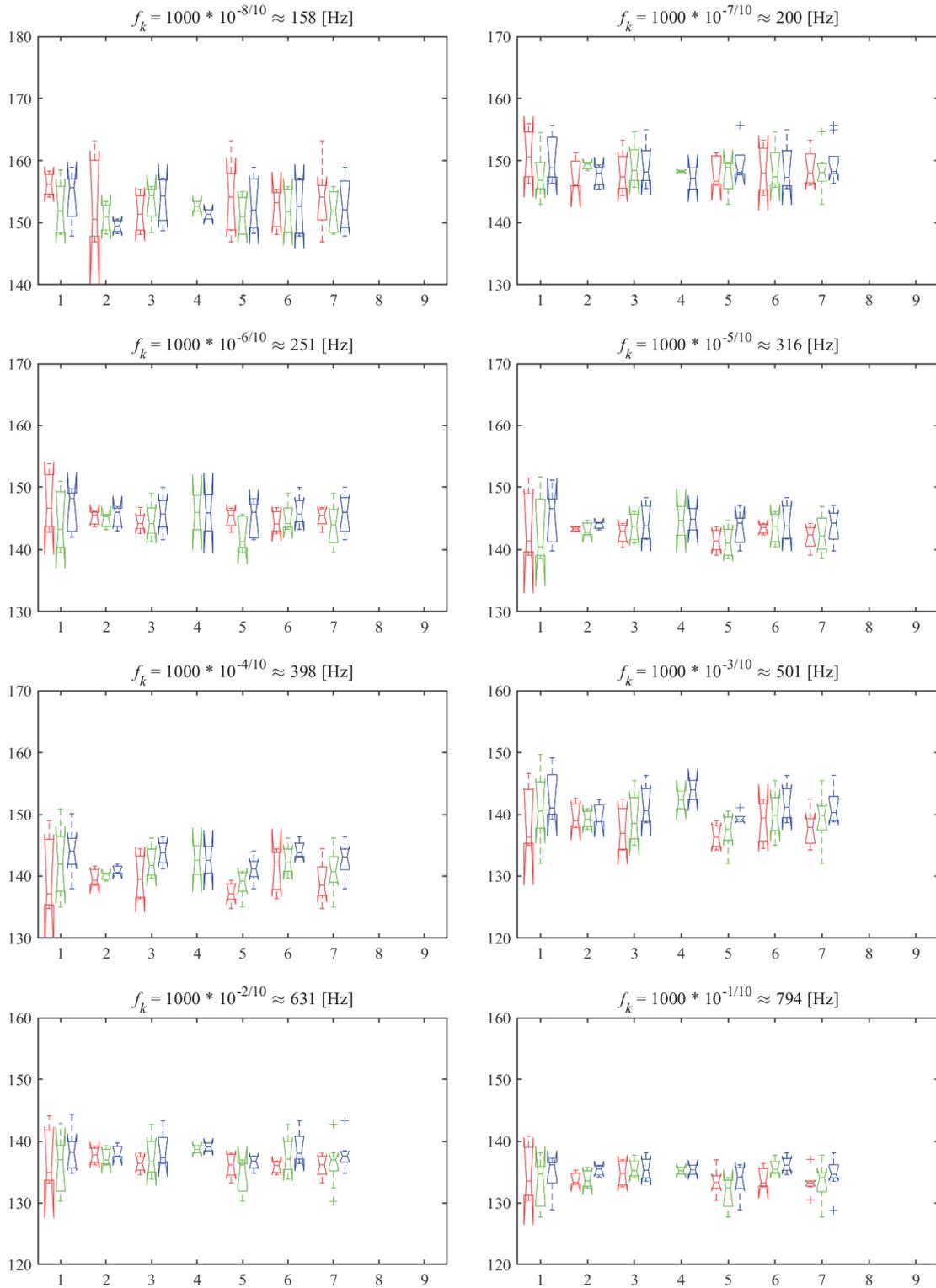


図 4.2.79—油槽船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.10 肥大船の船長・建造年・建造国と船舶水中騒音の関係

肥大船については船種ごとの計測海域における航行数が少なく、船長・建造年・建造国に関する傾向が得られていないため、撒積船、ケミカル船、油槽船をまとめて分析した。船長、建造年、建造国ごとの航行隻数を図 4.2.80-4.2.81 に示す。棒グラフは、赤、緑、青の順に、ハイドロフォン 1、2、3 のデータを示す。まず船長・建造年については広く分布しており、建造国については、ほとんどが日本である。図 4.2.82-4.2.84 に船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL を示した。ここで、船長区分は 100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014- [年]、建造国区分は日本、韓国、中国 or 台湾のそれぞれ 3 つである 4.2.3 節と同様、SL の周波数変化の傾向には、各項目の顕著な影響は現れていない。次に図 4.2.85-4.2.86 に中心周波数ごとにコンテナ船の 1/3 オクターブバンド SL を示した。横軸の番号は、1-3 が船長 (100-200、200-300、300-400 [m])、4-6 が建造年 (-2007、2008-2013、2014- [年])、7-9 が建造国 (日本、韓国、中国 or 台湾) を表す。まず 1-3 の船長について、肥大船においては全周波数帯で、船長の増加に伴う音源レベルの増加傾向が顕著に現れており、区分間でおおむね 2-3dB 程度の差である。次に 4-6 の建造年について、こちらも船齢の増加に伴う音源レベルの増加傾向が全周波数に現れており、区分間でおおむね 1-3dB 程度の差である。7-9 の建造国については、日本以外のものが少ないため、顕著な傾向は見られなかった。

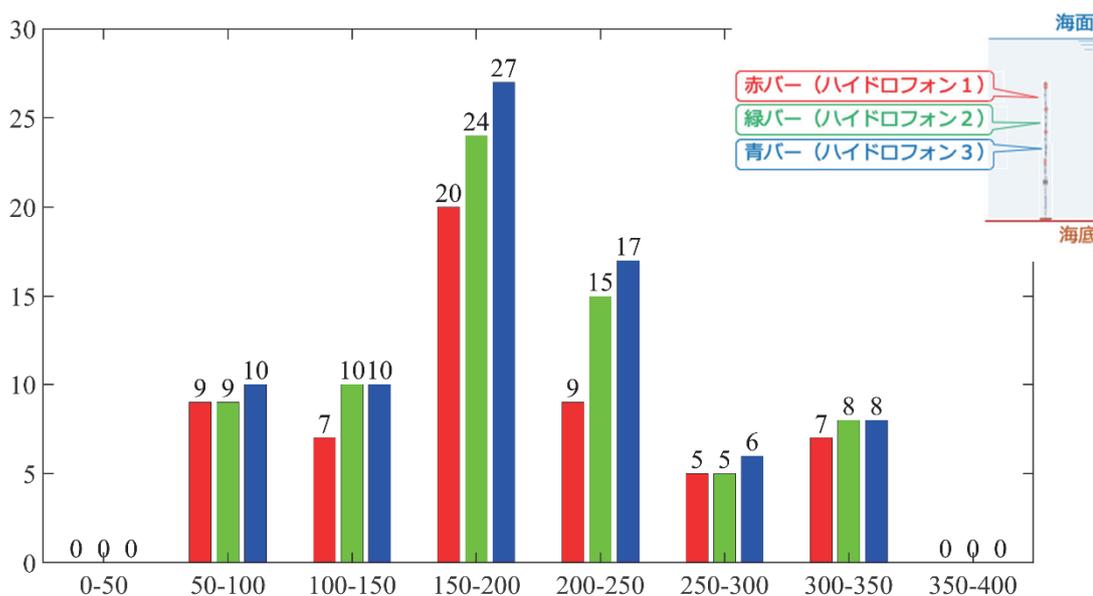


図 4.2.80—船長ごとの肥大船の航行隻数

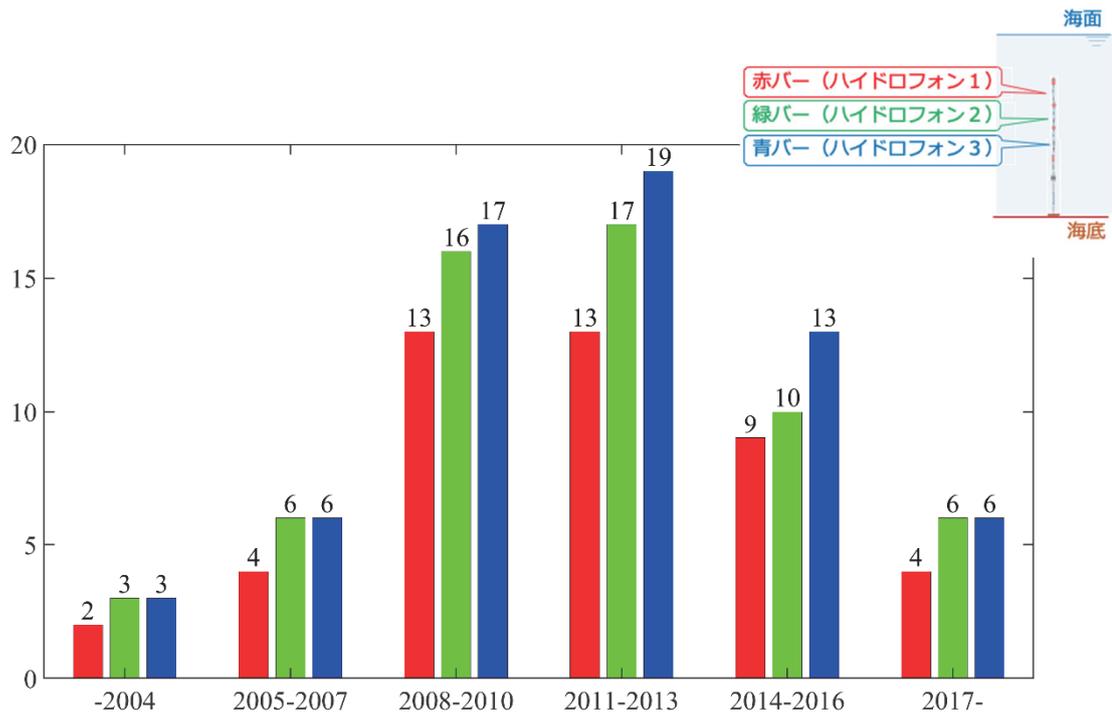


図 4.2.80－建造年ごとの肥大船の航行隻数

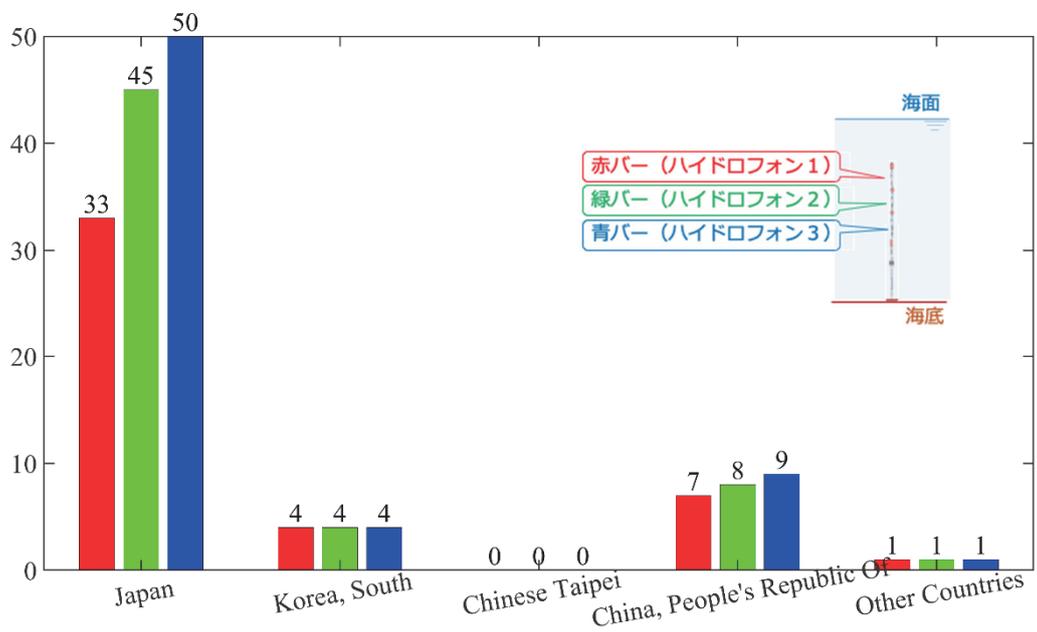


図 4.2.81－建造国ごとの肥大船の航行隻数

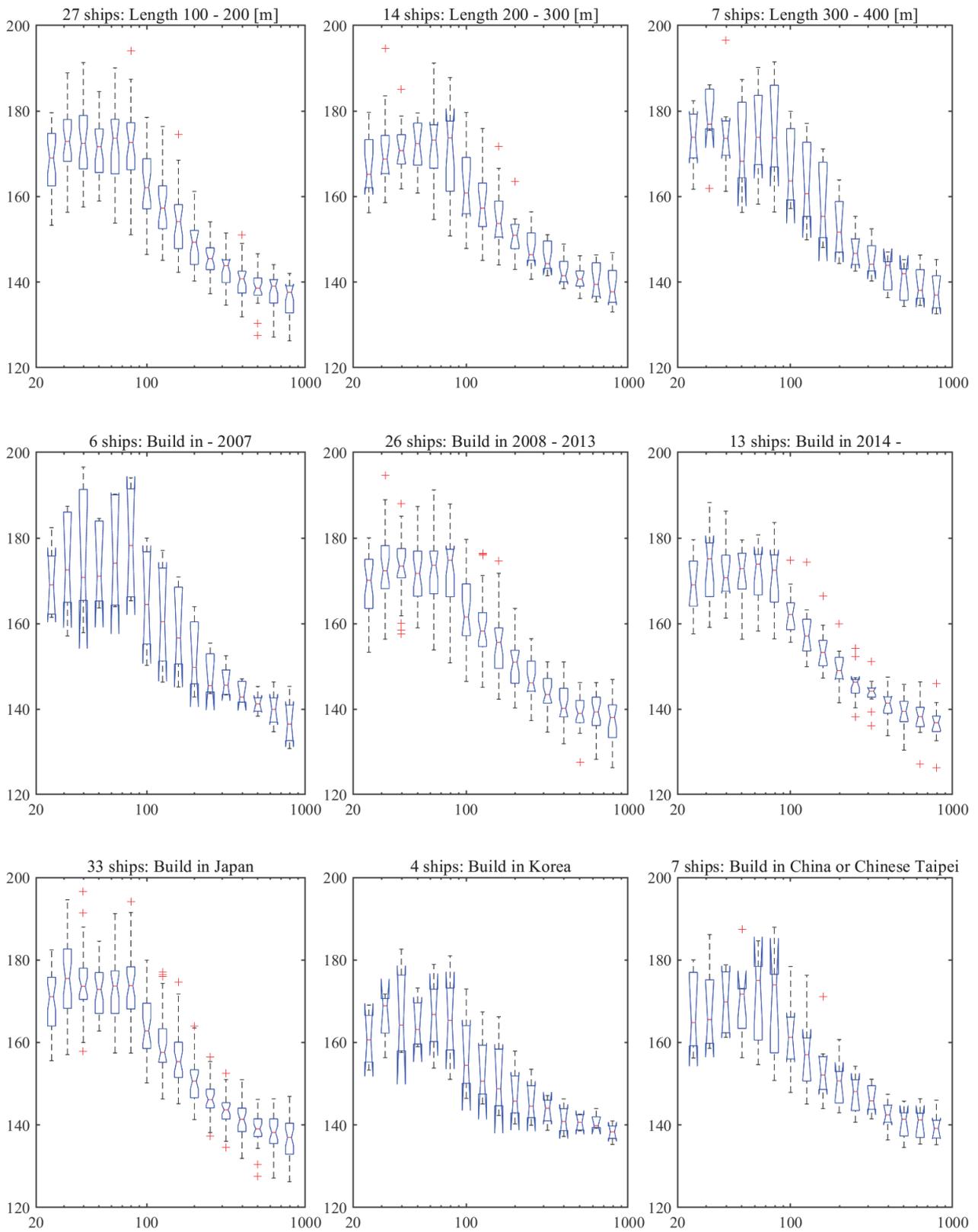


図 4.2.82—肥大船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 1)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

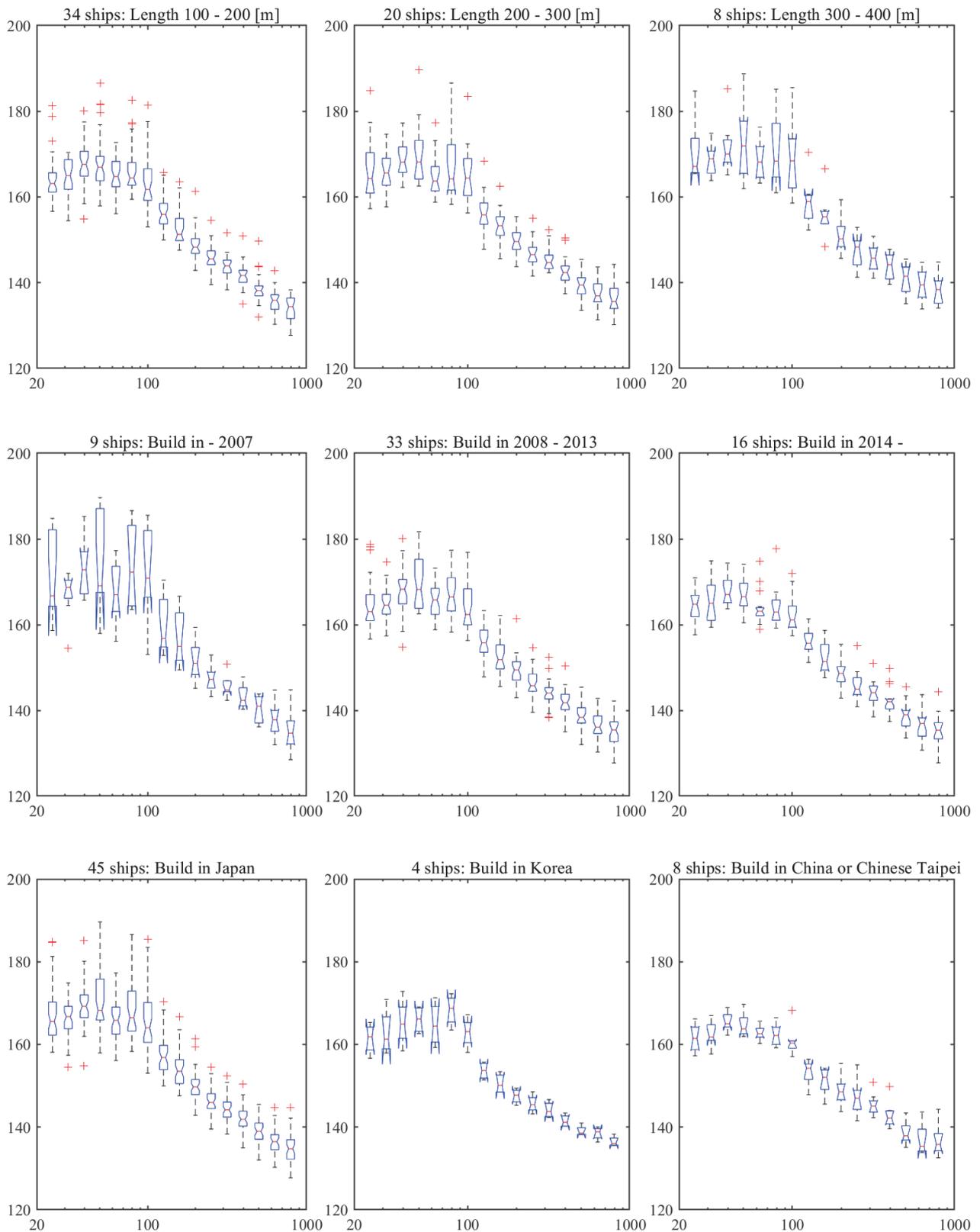


図 4.2.83—肥大船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 2)
 横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

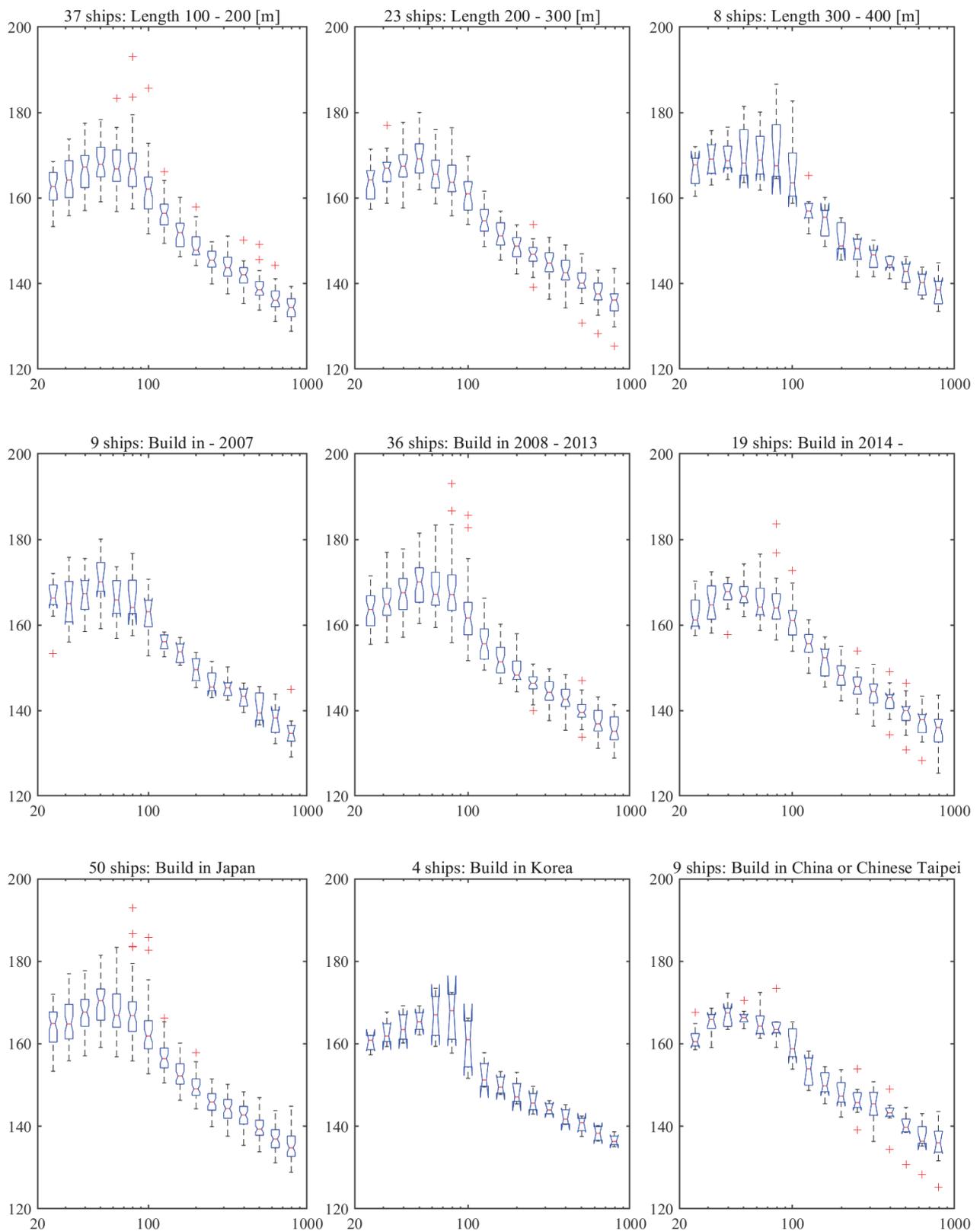


図 4.2.84—肥大船の船長・建造年・建造国ごとの 1/3 オクターブバンド SL (ハイドロフォン 3)
横軸は周波数を対数表示し、船長・建造年・建造国の区分と航行隻数は図のタイトルに表示

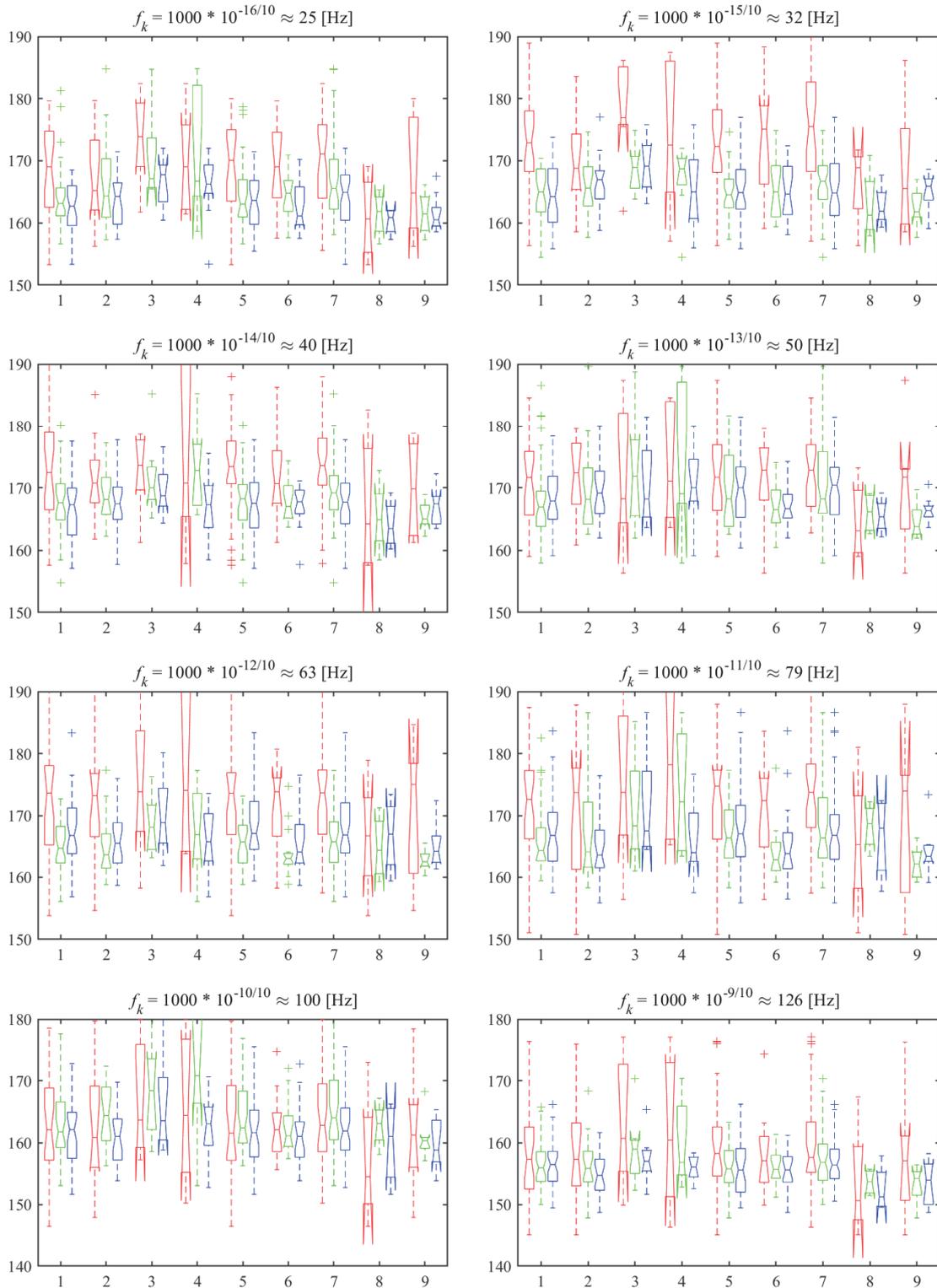


図 4.2.85—肥大船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (低周波数)。

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

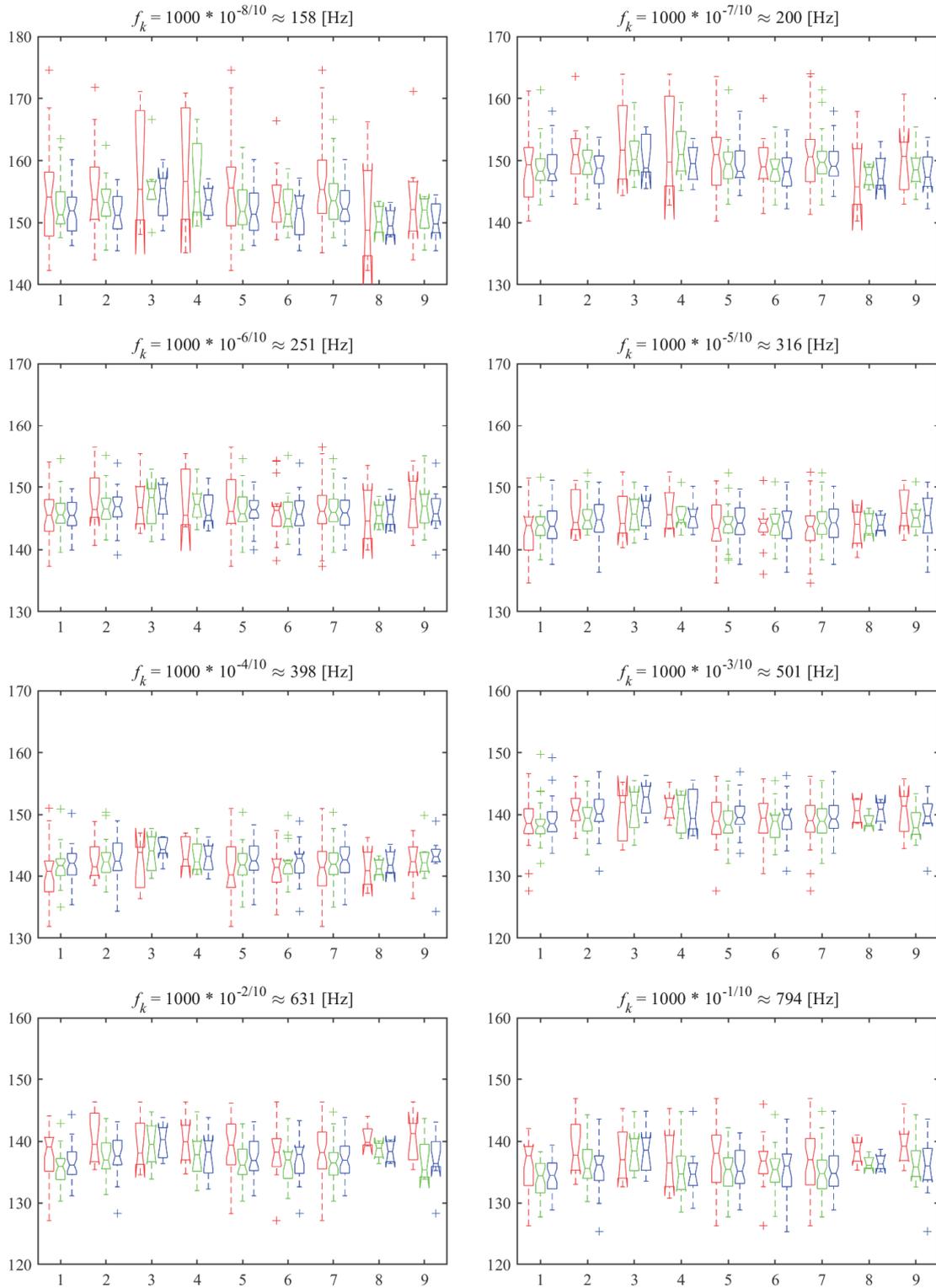


図 4.2.86—肥大船の中心周波数ごとの 1/3 オクターブバンド SL (高周波数)

横軸の 1-3: 船長区分 (100-200、200-300、300-400 [m])

横軸の 4-6: 建造年区分 (-2007、2008-2013、2014- [年])

横軸の 7-9: 建造国区分 (日本、韓国、中国 or 台湾)

赤緑青の順にハイドロフォン 1、2、3 の結果を表し、中心周波数は各図のタイトルに表示

4.2.11 まとめ

本章では、船舶水中騒音における船種やサイズ、建造年、建造国ごとの傾向を確認するため、1章で示した方法に基づき推定された1/3オクターブバンドSLを用いた分析を行った。計測された外航船のSLは上のハイドロフォンから順に、176、239、258隻であった。なお、一番上のハイドロフォンのデータ数が少ないのは、一番上のハイドロフォンがノイズの影響を最も強く受けたためである。

まず船種ごとに1/3オクターブバンドSLを比較したところ、コンテナ船と自動車専用船が他の船種と比較して音源レベルが高いことが分かった。これはこれらの船種の船速が比較的早いと考えられる。次に船長ごとに比較したところ、船長の大きい船舶ほど音源レベルが高い傾向にあることが分かった。これは船舶のサイズに応じてプロペラ径も増加し、結果としてキャビテーションが増大することが一因であると考えられる。次に建造年ごとに比較したところ、船齢の増加に伴うSLの増加の傾向がみられた。これは船齢の増加によるプロペラや塗装の汚損に伴い推進効率が低下し、結果としてキャビテーションが増大しているためと考えられる。

上記特性を船種ごとに確認したところ、以下が確認された。

- コンテナ船では、船長区分間でおおむね4-5dB程度の差、建造年区分間でおおむね2-3dB程度の差
 - 自動車専用船では、船長のばらつきが小さく船長区分間での差は見られず、建造年区分間でおおむね2-3dB程度の差
 - 一般貨物船では、建造年区分間でおおむね2-3dB程度の差
 - 肥大船では、船長区分間でおおむね2-3dB程度の差、建造年区分間でおおむね1-3dB程度の差
- ここで、船長区分は100-200、200-300、300-400 [m]、建造年区分は-2007、2008-2013、2014- [年]である。これらより、船長、船齢の増加に伴い音源レベルが増加する傾向はすべての船種に共通であるが、その増加の割合は船種によることが示唆された。

また建造国毎の比較は、コンテナ船のみ十分な隻数で行うことができ、韓国・中国 or 台湾製のコンテナ船に比して、日本製のコンテナ船は静かであることが確認された。しかし、計測海域を航行していたコンテナ船において、日本製は300mを超えるものがやや少なかったため船長区分ごとに再度分析を行ったところ、建造国毎の差は顕著ではなくなった。しかし船長ごとに分けたことに伴い、分析対象隻数が減少し、結果としてデータの中央値の信頼区間がかなり大きくなっており、本分析結果をもって建造国ごとの差がないと結論付けるには至らなかった。

4.3 2隻同時航行時の水中音記録からの個船音源レベルの推定法の検討

4.3.1 はじめに

多数の船舶の水中音レベルを調査するためには、船舶の往来の多い海域で計測を行うことが望ましいが、複数船舶の水中音が録音されている場合、個々の船舶の水中音を推定できないため、通常、音源レベルは1隻の船舶のみが航行している水中音記録を用いて推定される。そこで本研究では、2隻の船舶共存時の水中音記録を抽出し、受波レベルの変動を考慮することで個船の音源レベルの推定を試みた。

4.3.2 同時航行時の水中音記録の抽出

船舶が2隻のみ同時にハイドロフォン近傍を航行している際の水中音記録を抽出し、その中から各船のハイドロフォンからのCPAが2000m以内かつ、各船のみがハイドロフォン付近を航行している際の水中音記録があるものを選択した。その結果、解析対象となった船舶は以下の二隻であった。

対象船A 自動車専用船 全長 約200m

対象船B ケミカル船 全長 約100m

図4.3.1に2船共存時の航跡を示す。それぞれAISデータより、CPAはA船が1509m、B船が813mであり、CPA時刻の差は約50秒であった。

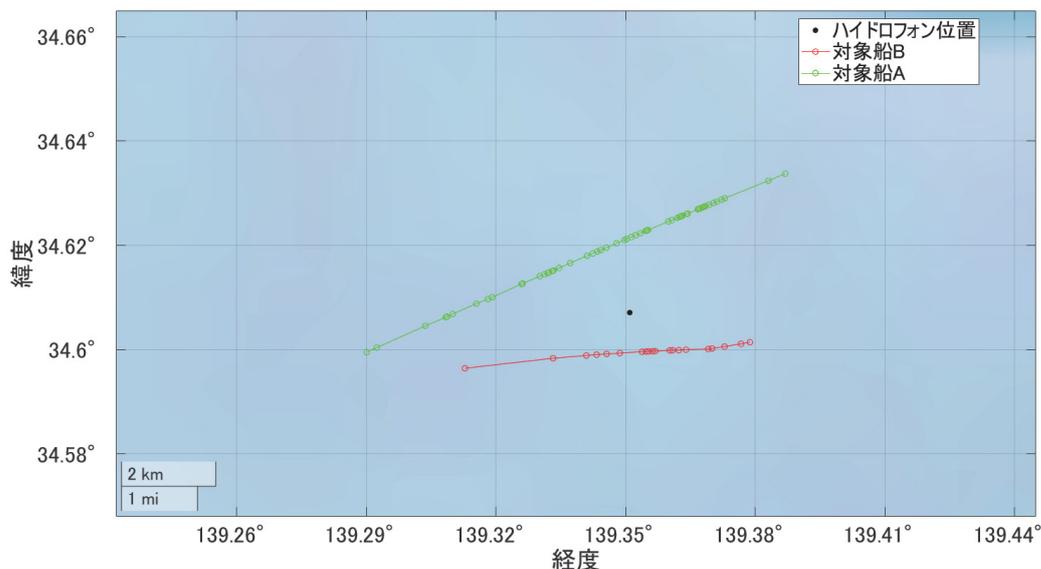


図 4.3.1-2 船共存時の航跡

4.3.3 音響伝搬計算と音源レベルの推定

通常、音源レベルの推定においては、ハイドロフォンと音源の位置等の情報から音響伝搬計算によって伝搬損失 TL を推定し、4.1.1式に基づき音源レベルを推定する。本研究では複数船舶共存時の水中音記録からの個船の音源レベルを求めるために受波レベルの時間変動を利用した。

4.3.3.1 2隻の船舶共存時の水中音記録からの個船の音源レベルの推定

2隻の対象船の音源レベル、伝搬損失、1隻のみで航行した場合の受波レベルをそれぞれ

$SL_A, SL_B, TL_A, TL_B, RL_A, RL_B$ とおくと、4.3.1-4.3.2 式が成り立つ。

$$RL_A = SL_A - TL_A \quad (4.3.1)$$

$$RL_B = SL_B - TL_B \quad (4.3.2)$$

2 隻同時航行時のハイドロフォン位置における受波レベル RL を、 RL_A, RL_B のエネルギーの和で表せると仮定すると、時々刻々の受波レベルの変化は 4.3.3 式で表せる。

$$10^{\frac{RL(t)}{10}} = 10^{\frac{SL_A}{10}} * 10^{\frac{-TL_A(t)}{10}} + 10^{\frac{SL_B}{10}} * 10^{\frac{-TL_B(t)}{10}} + 10^{\frac{N(t)}{10}} \quad (4.3.3)$$

ここで、船舶の音源レベルは航行中に変動しないものと仮定し、受波レベルの時間変動は各船の伝搬損失の時間変動によって表現した。また、 N はノイズである。4.3.3 式の左辺と右辺の各時刻の二乗誤差の平均値 $R(x, y, z)$ は 4.3.4 式のようになる。

$$R(x, y, z) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [c(t_n) - a(t_n)x - b(t_n)y - z]^2 \quad (4.3.4)$$

ここで、 $a(t_n) = 10^{\frac{-TL_A(t)}{10}}$ 、 $b(t_n) = 10^{\frac{-TL_B(t)}{10}}$ 、 $c(t_n) = 10^{\frac{RL(t)}{10}}$ 、 $x = 10^{\frac{SL_A}{10}}$ 、 $y = 10^{\frac{SL_B}{10}}$ 、 $z = 10^{\frac{N(t)}{10}}$ とした。

本研究では TL 、すなわち $a(t_n)$ 、 $b(t_n)$ 、 $c(t_n)$ を種々の方法で推定し、4.3.4 式で表された誤差を最小化するように個々の音源レベルとノイズを推定した。

4.3.3.2 伝搬損失の経験式による推定

4.3.4 式の各係数は伝搬損失 TL に関する係数であるが、本研究では伝搬損失をノーマルモード法もしくは経験式によって求めた。伝搬損失の簡易な推定法として、エネルギーの拡散に基づくものが挙げられ、4.3.5 式で表される。

$$TL = 10 \log_{10} r^\alpha \quad (4.3.5)$$

ここで、球面拡散損失では r は音源とハイドロフォン間の直線距離であり、 α は 2、円筒拡散損失では r は音源とハイドロフォン間の水平距離であり、 α は 1 である。実海域の音響伝搬も、おおむね 4.3.5 式の係数を 1~2 程度として表現できると仮定し、 r を音源とハイドロフォン間の水平距離、 α を周波数の関数としてハイドロフォン近傍を航行した船舶の水中音記録のスペクトラムの時系列を用いて推定した。推定された α を図 4.3.2 に、 α の解析例を図 4.3.3 に示す。今回は伝搬距離を 3.5km 程度まで考慮しており、低周波数側では円筒拡散に近く、ある程度以上の周波数では球面拡散に近づくことがわかる。

またノーマルモード法で用いた音速分布は、2020 年 12 月に UCTD により計測された深度方向の水溫・塩分濃度分布（図 4.3.4、図 4.3.5）に基づき UNESCO の式⁶⁾を用いて音速分布を推定したものである（図 4.3.6）。なお計算は海洋音響計算サイト⁷⁾で実行した。100m を少し超えたあたりに大きく音速が変化する層が存在することがわかる。

参考に 2021 年 1 月に UCTD により計測された深度方向の水溫・塩分濃度分布（図 4.3.7、図 4.3.8）に基づき UNESCO の式⁶⁾を用いて推定した音速分布を示す（図 4.3.9）。このケースでは海面から水深 30m 付近まで音速の逆転層が形成されており、海面付近から発せられた音波は遠距離まで到達することが推定される。

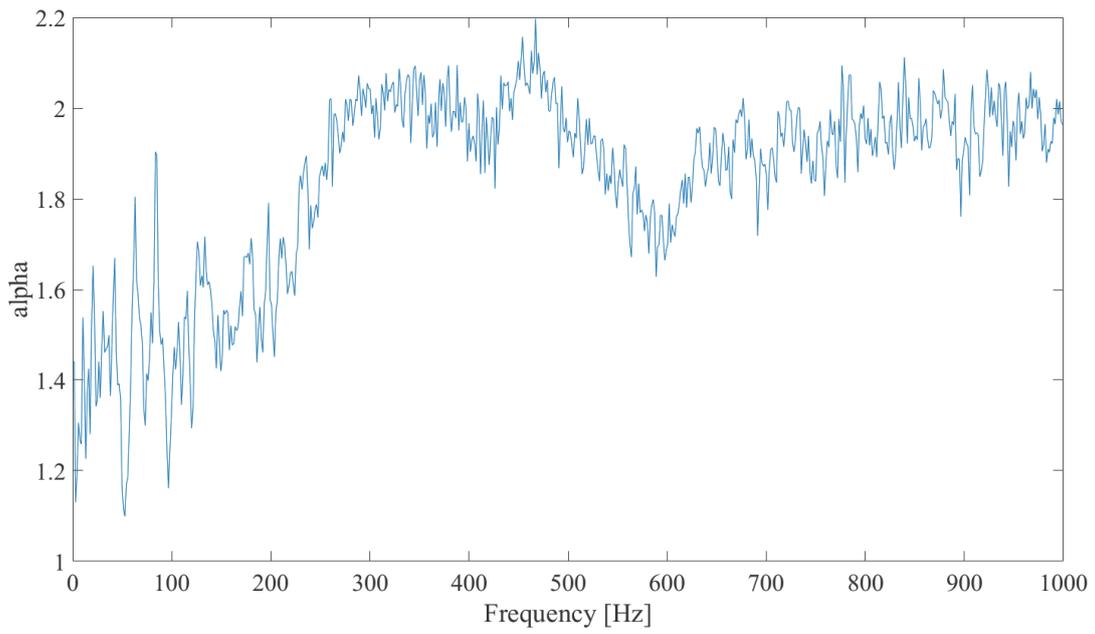


図 4.3.2—係数 α

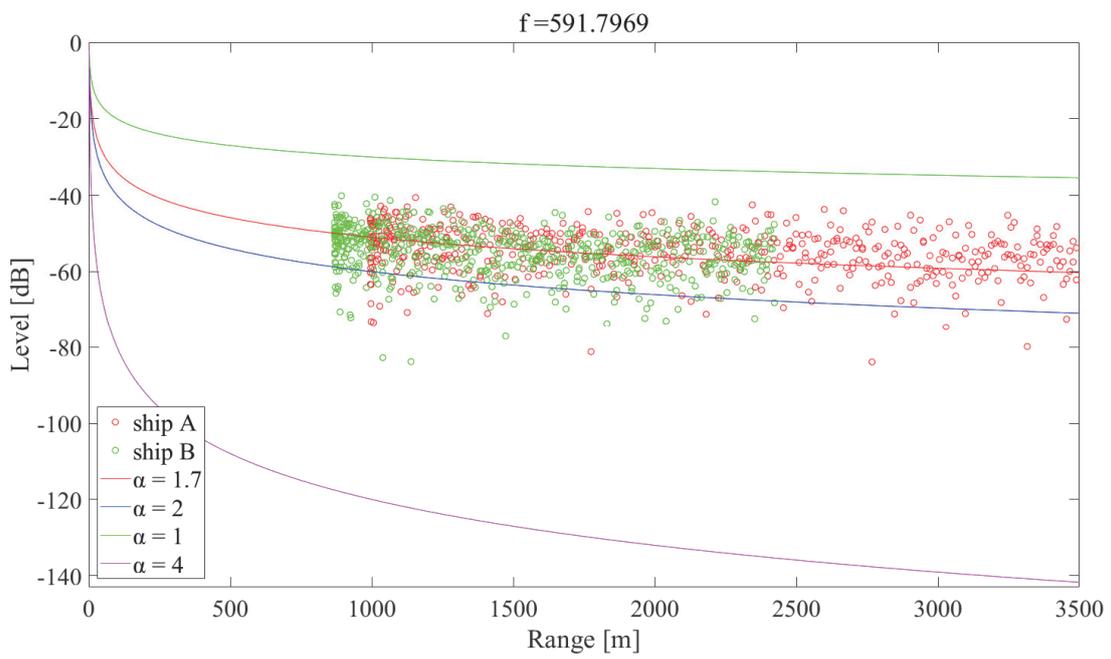


図 4.3.3—係数 α の解析例

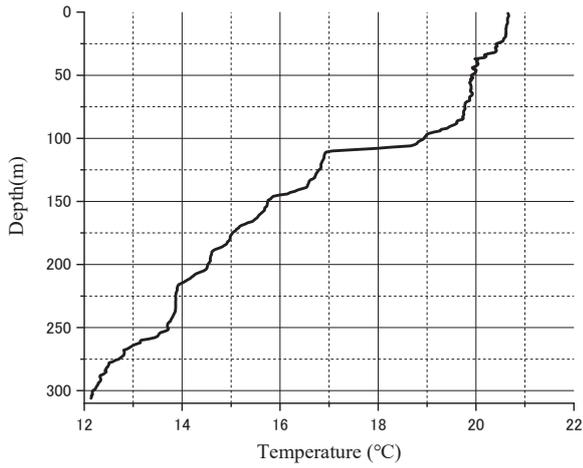


図 4.3.4—計測地点における水温分布(12月)

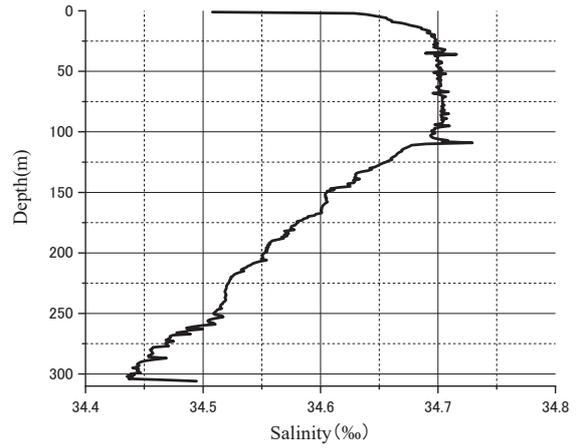


図 4.3.5—計測地点における塩分濃度分布(12月)

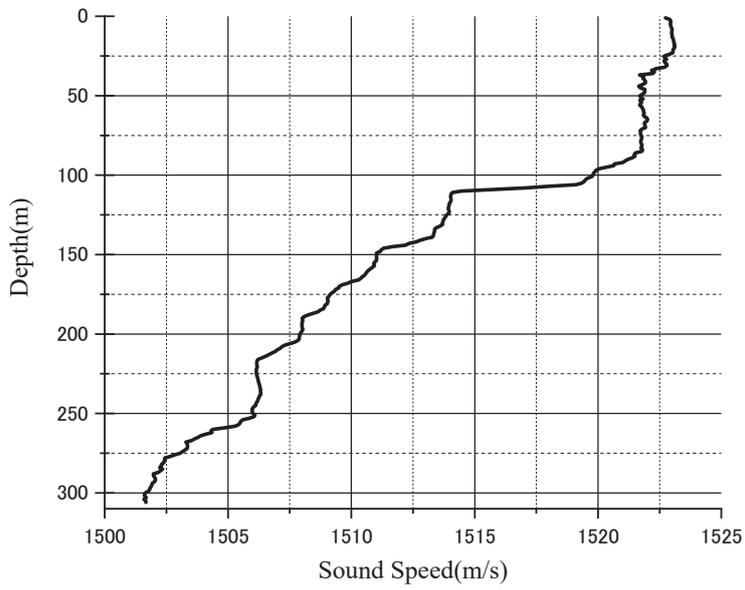


図 4.3.6—計測地点における音速分布(12月)

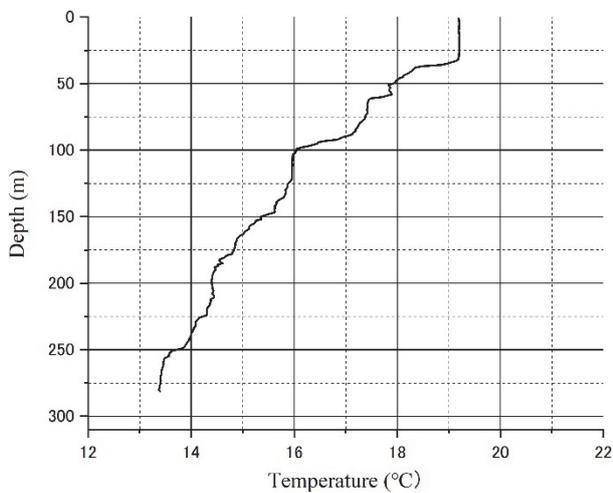


図 4.3.7—計測地点における水温分布(1月)

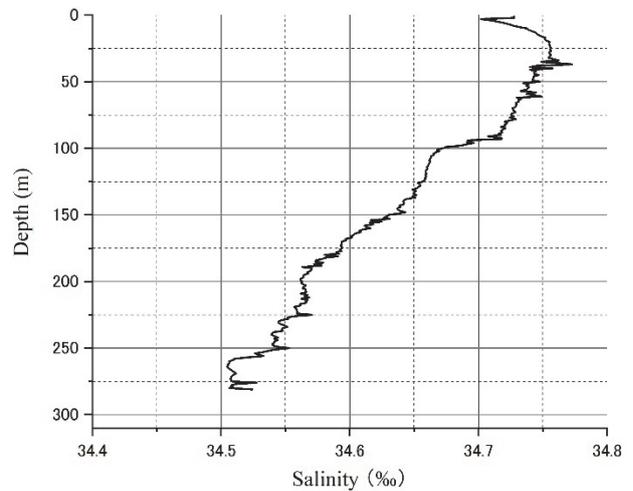


図 4.3.8—計測地点における塩分濃度分布(1月)

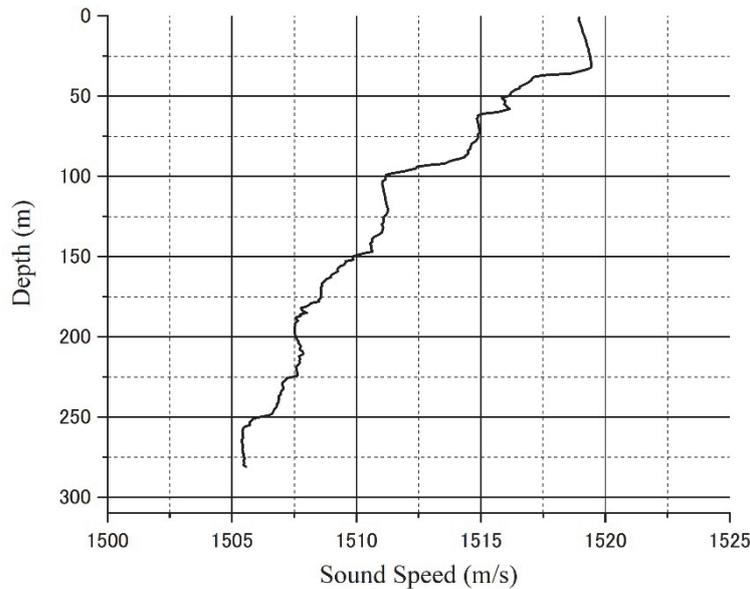


図 4.3.9—計測地点における音速分布(1 月)

4.3.4 個船の音源レベル推定結果

本研究では、次の 3 つの条件で個船の音源レベル推定を行った。

- ① 2 つの真の音源レベルを元にノーマルモード法を用いて作成した受波レベルから、ノーマルモード法を用いて求めた伝搬損失を用いて個々の音源レベルを推定
- ② 実海域で計測された受波レベルから、ノーマルモード法を用いて求めた伝搬損失を用いて個々の音源レベルを推定
- ③ 実海域で計測された受波レベルから、実海域での計測に基づく経験式による伝搬損失を用いて個々の音源レベルを推定

まず、①と②、③の方法で解析対象となった受波レベルの時間変化をスペクトログラムで図 4.3.10-4.3.11 に示す。図 4.3.10 の方が高周波数帯まで受波レベルが高いが、原因としては推定に用いたノーマルモード法の調整が甘いこと、大きめのノイズを入力したことが挙げられる。①～③の計算結果を図 4.3.12-4.3.14 に示す。図 4.3.12 より、①はかなり良い精度で元の音源レベルを推定できている。図 4.3.13 より、②は低周波数以外は元の音源レベルを推定できていない。図 4.3.14 より、③は経験式による伝搬損失を用いたため、②と比較して音源レベルの推定精度が向上している。しかし、船舶 B の音源レベルを 100 Hz 以下では過大評価し、100-300Hz では過小評価している。この点については、そもそも真の音源レベルとしたものが 100-300Hz 近辺で大きめに推定されている可能性もあると考えられ、さらなる検討が必要と考えられる。

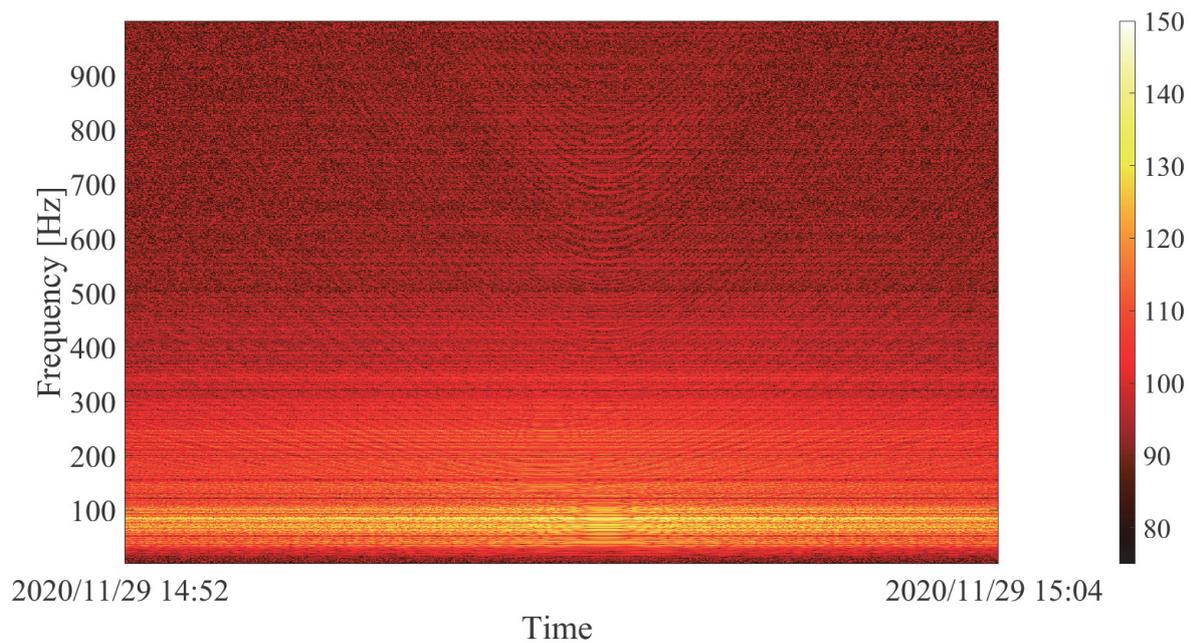


図 4.3.10—ノーマルモード法によって推定された受波レベル

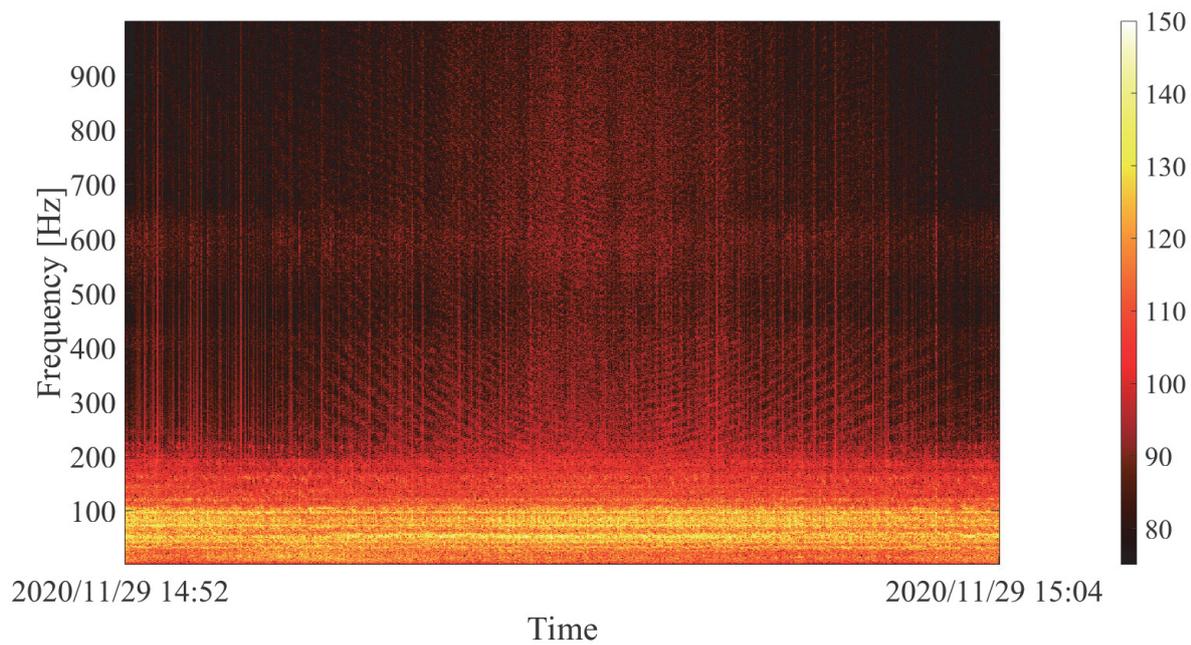


図 4.3.11—実際の受波レベル

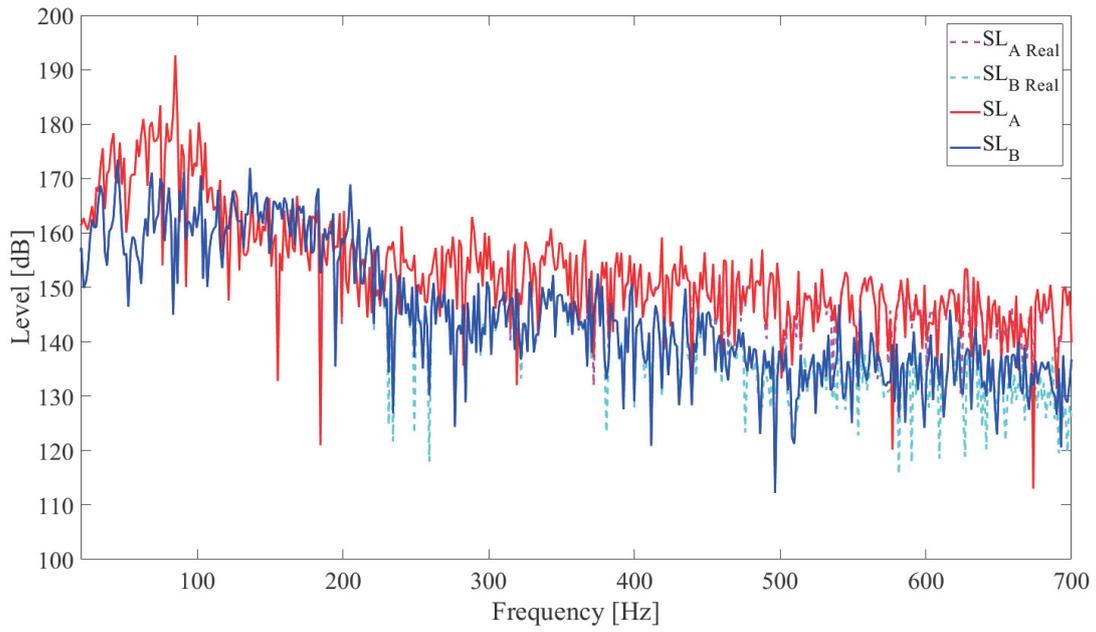


図 4.3.12—2つの真の音源レベルを元にノーマルモード法を用いて作成した受波レベルから、ノーマルモード法を用いて求めた伝搬損失を用いて個々の音源レベルを推定

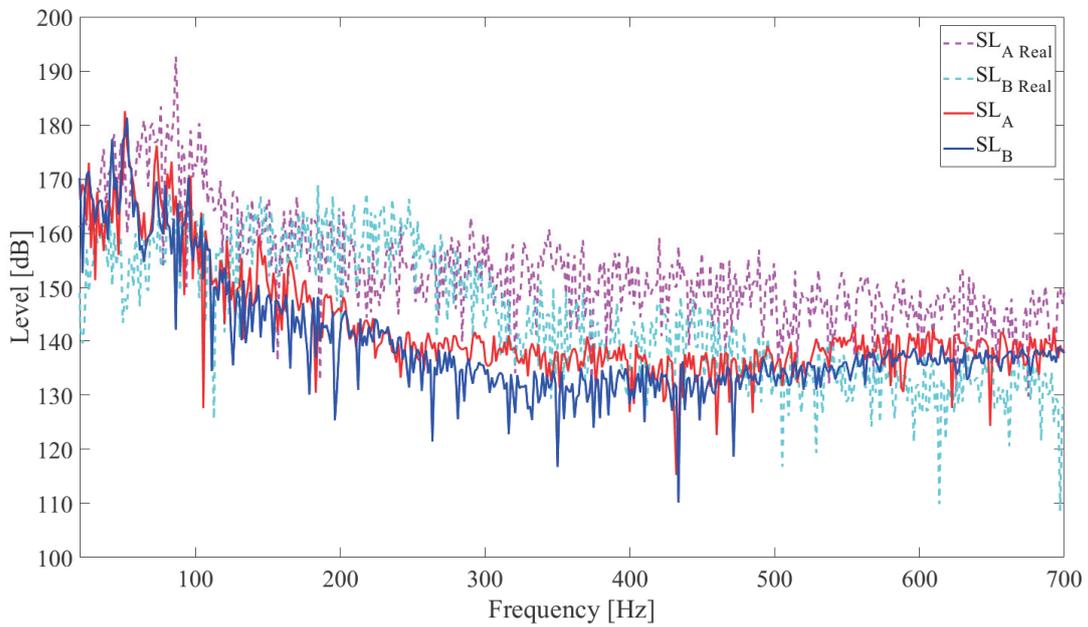


図 4.3.13—実海域で計測された受波レベルから、ノーマルモード法を用いて求めた伝搬損失を用いて個々の音源レベルを推定

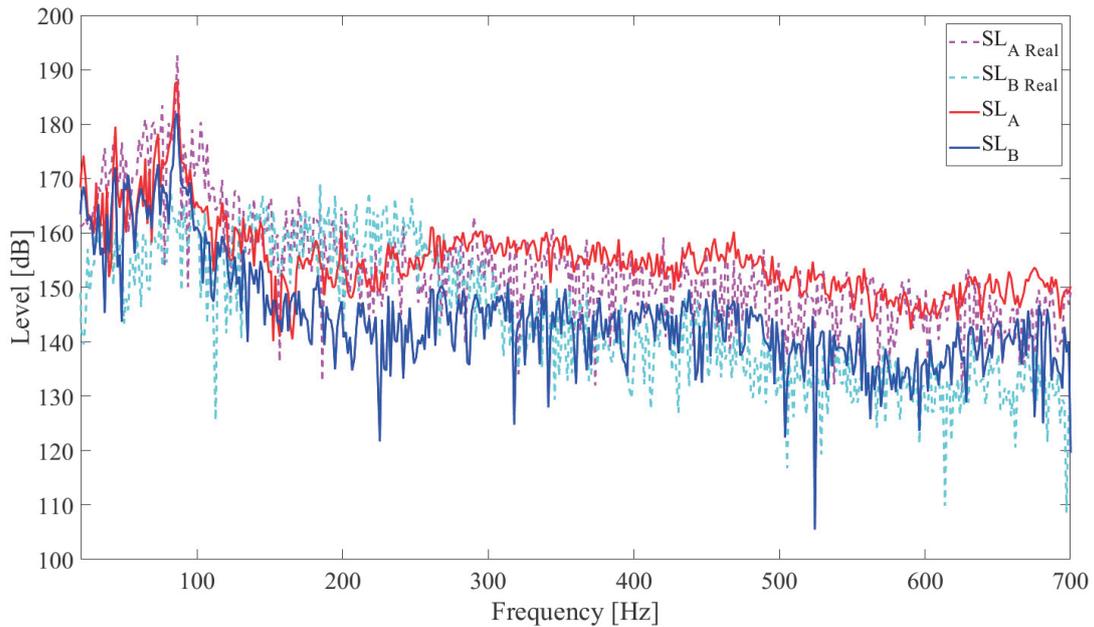


図 4.3.14—実海域で計測された受波レベルから、
実海域での計測に基づく経験式による伝搬損失を用いて個々の音源レベルを推定

4.3.5 まとめ

本研究では、2 隻の船舶航行時の水中記録音から、受波レベルの時間変動を考慮することで個船の音源レベルの推定を行った。①では正確に音源レベルの推定が可能であったが、②では推定の精度が不十分であった。そこで経験式を利用し伝搬損失の推定精度を向上させた③を行うと、音源レベルの推定精度の向上が見られた。このことから、実際の伝搬損失の推定精度が個船の音源レベル推定に強く影響していると考えられる。また、③の結果は、伝搬損失の経験式の導出に用いた計測値の推定誤差を考慮すると、音源レベルの高い対象船 A は十分な精度で推定できたといえる。一方、対象船 B では高周波数においては十分な精度で推定できたが、100 Hz 以下では過大評価し、100-300Hz では過小評価した。この点については、そもそも真の音源レベルとしたものが 100-300Hz 近辺で大きめに推定されている可能性もあると考えられ、さらなる検討が必要と考えられる。

参考文献

- 1) ISO17208-1, Underwater acoustics -Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships- Part1: Requirements for precision measurements in deep water used for comparison purposes, 2016.
- 2) Karl Hubeny, Zur Entwicklung der Gauss'schen Mittelbreitenformeln, Österreichische Zeitschrift für Vermessungswesen, 42(1), S. 8-17,1954. (ドイツ語)
- 3) 三浦英俊, 緯度経度を用いた 3 つの距離計算方法, 日本オペレーションズ・リサーチ学会機関誌, 60(12), pp. 11-15, 2015.
- 4) Yvan Simard, Nathalie Roy, Analysis and modeling of 255 source levels of merchant ships from an acoustic observatory along St. Lawrence Seaway, The Journal of the Acoustical Society of America 140(3), pp. 2002-2018, 2016.

- 5) Alexander O. MacGillivray, Zizheng Li, David E. Hannay, Krista B. Trounce, Orla M. Robinson, Slowing deep-sea commercial vessels reduces underwater radiated noise. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 146(1), pp. 340-351, 2019.
- 6) N. P. Fofonoff, R. C. Millard Jr., Algorithms for computation of fundamental properties of seawater, UNESCO technical papers in marine science, No. 44, Division of Marine Sciences, UNESCO, Place de Fontenoy, 75700 Paris, 1983.
- 7) 土屋利雄, 海洋音響計算サイト, <http://www.tsuchiya2.org/>

5. 水中騒音低減のための国内外技術及びIMO 水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査

5.1 はじめに

生物多様性条約（Convention on Biological Diversity : CBD）の下に置かれている会議において、船舶等の人為的な騒音が海棲哺乳類等の海洋生物に悪影響を与えていることから対策を講ずべきという意見がある。一方、IMO においても、2014 年 4 月に船舶の騒音対策に関する非強制ガイドライン（商船からの水中騒音低減のためのガイドライン）が策定され、2018 年 4 月の第 72 回海洋環境保護委員会（MEPC 72）以降、カナダが本件に関して MEPC の新規議題提案を行う意向である旨を表明し続け、2020 年 3 月に開催予定であった MEPC75（延期）において、カナダ、豪州及び米国から水中騒音ガイドラインのレビューを実施するための新規作業計画が提案された。

これらの状況を受けて本調査では下記 2 項目を目的に作業を実施した。

- ① 水中騒音低減のための国内外技術の調査：国内外における水中騒音低減のための候補技術について、公表されている文献を中心に情報を収集し、効果、費用、導入課題、各国事業者における導入実績・計画日本の造船・船用・海運事業者による導入可能性を分析する。
- ② 我が国としての水中騒音ガイドラインのレビュー：各国事業者へのヒアリングを実施し、分析結果に客観性を持たせるとともに、分析内容の充実を図るとともにMEPC 75に対しカナダ等から提案（MEPC76に審議先送り）されている新規議題のTOR案に沿った形で我が国としての2014 年ガイドライン（GL）のレビューを行い、IMO に提案すべき内容を取りまとめる。

具体的には、以下の 2 項目について調査を実施した。

5.1.1 水中騒音低減のための国内外技術の調査

- (1) 現状の技術調査として水中騒音に関する以下の3項目について文献調査を行いとりまとめた。
 - ・ 水中騒音に関する計測技術
 - ・ 水中騒音の数値計算による予測技術
 - ・ 水中騒音低減技術
- (2) カナダ政府からの委託により VARD Marine が実施した調査レポート「SHIP UNDERWATER RADIATED NOISE」（VARD レポート、2019 年 2 月）を参考に、水中騒音低減のための候補技術に関する技術概要、水中騒音低減効果、長所・短所、技術成熟度レベル（TRL）、費用などの技術分類一覧を作成する。
- (3) VARD レポートで参照されている約 90 件の参考文献を調査し、水中騒音低減のための候補技術に対する水中騒音低減効果が、どのようなデータに基づいて設定されているかを、「実船試験」、「水槽試験」、「数値計算」、「その他（定量的な評価はしていない）」の 4 項目に分類することで明らかにする。
- (4) (1)～(3) の調査結果に対するコメントなどを、各国事業者（企業、団体等）に対してアンケート調査または聞き取り調査を実施し、必要な情報を（一財）日本船舶技術研究協会の協力のもと収集する。

5.1.2 我が国としての水中騒音ガイドラインのレビュー

- (1) 2014 年 GL 及び GL で参照されている ISO の水中騒音計測法（ISO/DIS 16554）等をレビューし、技術的内容を取りまとめる。当該結果をもとに、2014 年 GL の我が国としてのレビュー結果を取

りまとめるため、我が国事業者（企業、団体等）に対して、特にTOR①や④に関してアンケートまたは聞き取り調査を実施し、2014年GLに対する意見や要望をとりまとめる。

(2) ①の調査結果及び(1)のとりまとめ結果をもとに、我が国事業者（企業、団体等）に対して、特にTOR②に関してアンケートまたは聞き取り調査を実施し、2014年GLに対する更なる意見や要望をとりまとめる。

(3) (1)及び(2)をもとに、TOR③や⑤に関して考察し、IMOに提案すべき内容を（一財）日本船舶技術研究協会の協力のもと取りまとめる。ここでいうTOR①からTOR⑤は、以下のとおりである。

TOR① 取り組みや実施に対する障害の特定

TOR② 先端技術や船舶設計の導入といったオプションを含む、更なる水中騒音低減手法の特定

TOR③ 更なるアセスメントや調査が必要なエリアの特定

TOR④ ISO や国際規格等の既存船の騒音プロファイル測定の受け入れ可能な手法の特定

TOR⑤ 必要に応じて、2014GL の改正及び次のステップの特定／設定

5.2 水中騒音に関する計測技術

近年、海洋環境保護の観点から船舶水中騒音に対する関心が高まっており、IMO においても 2014 年に「商船からの水中騒音低減のためのガイドライン（非強制ガイドライン）」が承認されている。欧米では水中騒音施策が具体的に始動しており、船舶から放射される水中騒音に関する研究が実施されている。

本章では、海外における水中騒音に関する計測技術の調査結果について報告する。まず、ITTC (International Towing Tank Conference、国際試験水槽会議)における水中騒音計測法について報告する。次に船用プロペラ（推進器）の国際会議である International Symposium on Marine Propulsors (以後、SMP) における水中騒音関連研究の調査結果について報告する。次に船舶海洋分野の計測技術に関する国際会議である AMT (The Advanced Model Measurement Technology for the Maritime Industry) における水中騒音関連研究の調査結果について報告する。

5.2.1 ITTC の調査結果

ITTC とは、船舶・海洋構造物の水槽試験に関連した各分野の研究動向調査、情報交換を行う場である。ITTC では、2011 年の第 26 回総会において、船舶から放射される水中騒音について検討する専門家委員会 (Specialist Committees) である Hydrodynamic Noise (以後、本委員会) が設置された。その検討結果が第 27 回及び第 28 回総会に報告されている。次節以降に第 27・28 回の本委員会における模型試験に関する内容について報告する。

5.2.2 第 27 回 ITTC 本委員会の報告

5.2.2.1 概要

本委員会では、フルスケールおよびモデルスケールの騒音測定方法の分野における活動を調査するためのアンケートを実施した。水槽試験等に関する研究は主に経験的なものであるため、計測方法に関する情報を集めることが、計測方法のベースラインを確立するには最適である。

模型試験のアンケートでは、大きく分けて 6 つのグループに分かれています。水槽施設、模型のセットアップ、ハイドロフォン情報、試験条件の定義、データ取得・処理、スケーリング方法の 6 つのグループに分かれています。また本アンケートへは、中国、ドイツ、イラン、イタリア、日本、韓国、オランダ、ノルウェー、ロシア、スウェーデン、トルコ、米国の 12 カ国の 18 機関から回答があった。

5.2.2.2 模型試験の水中騒音計測方法

模型試験での水中騒音計測に使用する施設の種類の分布を図 5.2.1 に示す。大多数の施設は閉鎖型ジェット型キャビテーション水槽を使用している。その試験区間の長さや幅を図 5.2.2 に示す。大型施設（幅 2m 以上）では、伴流再現のために模型船を使用しているのに対し、小型施設ではワイヤースクリーン付きのダミーモデルやワイヤースクリーンのみを使用している。

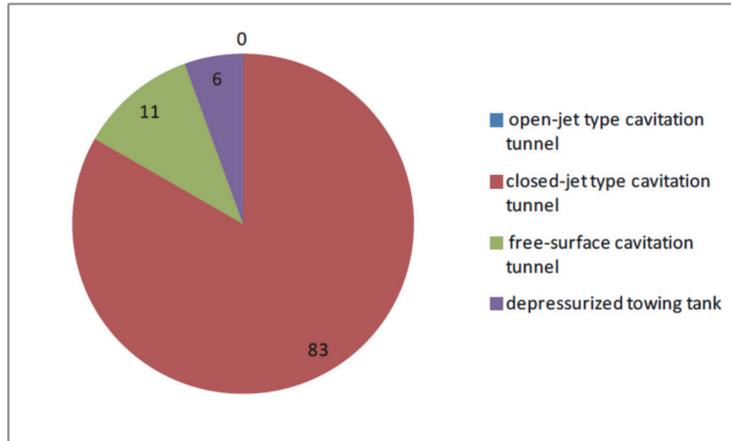


図 5.2.1 水中騒音計測で使用する水槽の種類分布 ([%]で表示)

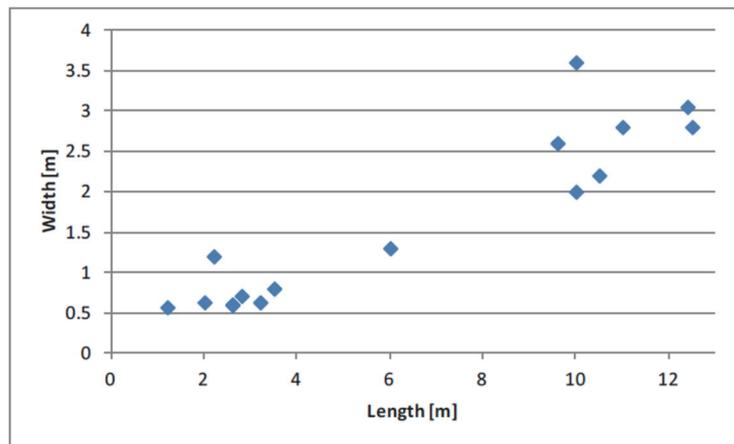


図 5.2.2 キャビテーション水槽の試験区間の長さおよび幅の分布

伴流の再現方法の内訳を図 5.2.3 に示す。ほぼ半数の組織が、模型スケールの伴流と実船スケールの伴流の両方を施設内でシミュレートしている。伴流分布はピトー管や LDV を用いて測定しており、その中の 5 機関は PIV も使用している。

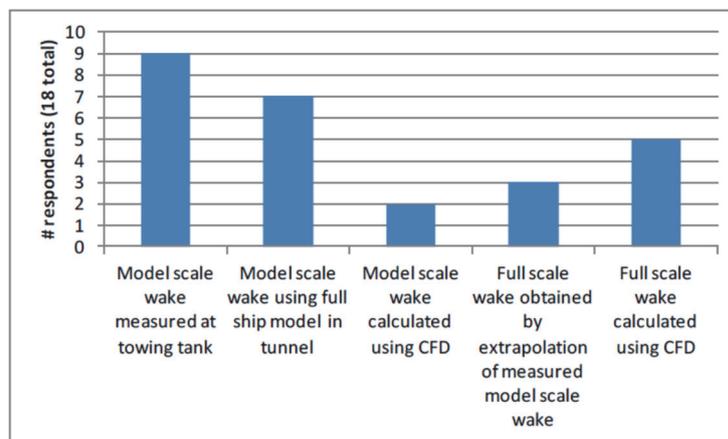


図 5.2.3 水中騒音計測で使用する伴流分布の種類

全ての機関が実船計測用に開発されたハイドロフォンを用いており、周波数範囲、寸法、動作圧力、温度範囲についても、キャビテーション試験施設の要件に適合している。具体的には、B&K 社または Reson 社の圧電型無指向性ハイドロフォンを使用しています。また、フラッシュマウント型のハイドロフォンは補助的にのみ使用しているという回答があった。ほとんどの機関は、特定のハイドロフォン校正手順を所有している。測定前もしくは測定後に校正を行うか、ハイドロフォン校正器を定期的に使用している。騒音測定中、ハイドロフォンは主に音響室、外壁又は窓、壁又は窓へのフラッシュマウント、流れの中にあるレーキの上、又は水槽底に設置されている。

騒音測定の目的は、主にキャビテーション放射雑音の計測であるが、非キャビテーション雑音およびキャビテーションインセプションも含まれている。通常、1 つまたは 2 つのハイドロフォンが使用されているが、アレイ測定を行う場合には、最大 56 個のハイドロフォンが使用する機関もある。ハイドロフォンは一般的にプロペラ面、下流側、上流側に配置される。ほぼ全ての模型試験で騒音計測は、水槽施設の騒音レベルを決定し、補正を行うための背景雑音計測と、キャビテーション観測、キャビテーションインセプション、船体変動圧力等のような補助的な計測も行われる。

プロペラ荷重条件は、設計点または模型試験結果を実船スケールに補正したものに設定される。試験条件は、大半の機関が、推力係数 $K_T K_T$ が一致するように設定している。キャビテーション数の基準点は、軸心線からプロペラ半径の $0.95R$ まで幅広く設定されている。試験設備の種類にもよるが、典型的な流速は、 $1\sim 3.5\text{m/s}$ (自由水面) または $4\sim 8\text{m/s}$ (閉鎖型) の範囲にある。また、ほとんどの機関では、主に溶存酸素量の測定によって水質を監視している。

データ取得のためには、測定時間は 20 秒以上、または 10 秒以上がほとんどである。球面拡散損失または距離正規化の計算のために、ほとんどの機関は、プロペラの音響源の位置としてシャフトの中心を取るが、プロペラトップ位置における $0.7R$ 、 $0.8R$ または $1.0R$ を使用しているところもある。また、大多数の施設では信号調整にアンチエイリアシングフィルタを使用している。測定結果は、 $1/3$ オクターブ帯域、狭帯域を 1Hz 帯域に正規化したもの、 $1/3$ オクターブを 1Hz 帯域に変換したもの、 1m 距離に正規化したもの、高調波の形式で示されている。

水中騒音計測の不確かさ解析は、ITTC の一般的なガイドラインに沿って実施している機関が約半数を占め、独自の不確かさ解析手法を用いている機関が 2 機関、不確かさ解析を実施していない機関が 8 機関となっている。

半数以上の機関が水槽施設の残響を調査している。背景雑音の補正は一般的に行われている。施設による信号補正方法の分布を図 5.2.4 に示す。水槽試験での騒音計測の不確かさレベルは $1\sim 5\text{dB}$ の範囲であり、信頼度は $5\sim 10$ の範囲 (1 は非常に不確か、10 は非常に信頼度が高い) である。

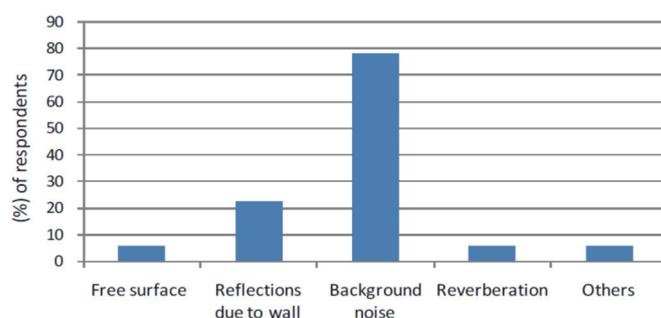


図 5.2.4 水中騒音計測結果の補正方法の分布

多くの機関が模型試験結果を用いて実船スケールの騒音予測を行っている。そのほとんどが ITTC-1987 外挿手順かそれに類似したものを使用している。また、翼端渦キャビテーション騒音のスケーリング法を採用していると報告している施設は 1 施設のみであった。模型試験結果と比較して、スケーリング法の不確かさのレベルは 2~10dB の範囲にある。

モデルスケール騒音測定に関するアンケートでは、模型試験でのキャビテーション騒音測定については、各施設が独自の騒音試験手順を持っている一方で、施設の規模や条件に応じて、設置方法、試験条件、データ収集方法、スケーリング方法などは同様の方法が用いられていることが分かった。騒音スケーリングの手順には、測定された騒音データよりも不確実性が大きいいため、今後は実船計測データに対するより多くの検証が必要である。

5.2.2.3 模型試験結果から実船へのスケーリング方法

試験施設での騒音測定は、一般的に圧電式及び無指向性のマイクロフォンを用いて行う。感度、使用可能な周波数範囲、寸法、指向性などを考慮しなければならない。マイクロフォンの高圧耐性はモデル試験設備で要求されるよりも高いが、大気圧以下の状態については限られた情報しか得られていない。計測周波数範囲は、騒音測定の目的に応じて、プロペラブレードレート以下から始まり、数 10kHz まで拡張しなければならない。

一般的に、少なくとも 1 つのマイクロフォンはプロペラ面に配置することが望ましい。音響試験を補強するために、可能であれば、上下流および真上にも追加のマイクロフォンを設置することが望ましい。マイクロフォンは、主に音響室、外壁又は窓、壁又は窓へのフラッシュマウント、流れの中にあるレーキの上、又は水槽底に設置することが望ましい。

マイクロフォンアレイは、局所的な騒音源の位置の特定、及び高指向性の騒音測定が可能になるので、可能であれば推奨される。アレイのセットアップの例は、Abott ら[1]、Chang and Dowling[2]、Park ら[3]、Lee ら[4]によって提供されている。

試験条件ごとに設備のバックグラウンドノイズを計測し、取得したノイズデータの品質を確認し、両者の差が 10dB 未満であればキャビテーションノイズデータを修正しなければならない。バックグラウンドノイズの測定には、以下の 2 つの方法がある。プロペラをダミーボスに交換する方法と、プロペラのキャビテーションを抑制するためにトンネル圧力を上げる方法がある。キャビテーショントンネル内のバックグラウンドノイズの例としては、ポンプのキャビテーション、非キャビテーション旋回音、キャビテーションのない旋回音などがある。(Etter and Wilson [5])。参考として、Doolan ら[6]が報告した総合的なバックグラウンド騒音レベルの速度依存性は、より高いトンネル速度では、騒音レベルがトンネル速度とともに 8 乗にスケールすることを示している。

騒音伝達関数に対する試験環境の影響は、測定された音圧レベルを 1m の距離で正規化された音源レベルと適切に関連付けるために決定する必要がある。参考までに、小さなキャビテーショントンネル内の 1,5,10kHz での騒音場の詳細な解析結果が Yamaguchi ら[7]によって、周波数が高くなるにつれて騒音分布がより複雑になることが示されている。また、2 次元境界要素法による測定結果と計算結果との間には、定性的な観点から許容できる一致が得られている。

有効な音響測定のための低周波限界を決定する必要がある。これは一般的に、試験施設内の個別の音響モードによって騒音場が決定される周波数以下の周波数として定義されている。第 15 回 ITTC の報告書では、試験区間内のモード数の計算式が示されている。各 1/3 オクターブ帯に 1 つの最小モード数が必要とされているが、他の文献では最低 3 つのモード数を推奨している。室内音響学では残響

時間から計算できるいわゆるシュローダー周波数を定義しているが、キャビテーション試験設備での残響時間については文献に同様の情報はなかった。

モデルスケールで測定されたキャビテーションノイズをフルスケールに外挿する必要がある。周波数スケーリングは、崩壊時間のレイリー式に基づいており、次のように与えられる。

$$\frac{f_{fs}}{f_{ms}} = \frac{n_{fs}}{n_{ms}} \sqrt{\frac{\sigma_{fs}}{\sigma_{ms}}} \quad (5.2.1)$$

上記のスケーリング手順を使用する際の注意点として、プロペラキャビテーション騒音の複雑な機構と試験設備の制限のため、モデル試験との間ですべての類似性を達成することは不可能である。ノイズレベルについては、第 18 回 ITTC(1987)のキャビテーション委員会においてスケーリング式が導出されている。

$$L_{fs} - L_{ms} = 20 \log_{10} \left[\left(\frac{D_{fs}}{D_{ms}} \right)^z \left(\frac{r_{ms}}{r_{fs}} \right)^x \left(\frac{\sigma_{fs}}{\sigma_{ms}} \right)^w \left(\frac{n_{fs} D_{fs}}{n_{ms} D_{ms}} \right)^y \left(\frac{\rho_{fs}}{\rho_{ms}} \right)^{y/2} \right] \quad (5.2.2)$$

この式は、比例した帯域幅のノイズに対して有効である。一定帯域幅の場合には、周波数スケーリングも含める必要があり、キャビテーション数と回転数の累乗が変化する。球面拡散損失を仮定すると、上記の場合、一般的には $x = 1$ が適用される。この式の他のパラメータについては、2つの異なるアプローチが報告されている。一つは線形音響学に基づいたアプローチ（例：Strasberg 1977）であり、もう一つは一定の音響効率を仮定したもので、これはより高い周波数に対してより有効であると考えられている（De Bruijn and Ten Wolde[8], Levkovskii[9]）。対応するパラメータを表 5.2.1 に示す。

表 5.2.1 キャビテーション騒音外挿に使用した係数

	w	Y	z
Linear acoustics	1.0	2.0	1.0
Constant efficiency	0.5	1.5	1.0

上記のスケーリング手順を使用する際の注意点として、プロペラキャビテーションノイズの複雑なメカニズムと試験設備の制限により、モデル試験とフルスケールの間ですべての類似性を達成することは不可能である。同時に、試験環境も実船環境とは大きく異なることが多い。例えば、模型実験では壁効果、閉塞効果などが存在する。これらはすべて測定の誤差となり、定量化が困難である。測定やスケーリング手順の不確かさを定量化するためには、騒音結果に与える影響をさらに調査し、検証する必要がある。

参考文献

- ITTC 「Proceedings of 27th ITTC-Volume2, The Specialist Committee on Hydrodynamic Noise」 2014 年. <https://ittc.info/media/6091/sc-noise.pdf>
- ITTC – Recommended Procedures and Guidelines 「Underwater Noise from Ships, Full Scale Measurements」 2014年. <https://ittc.info/media/4216/75-04-04-01.pdf>

[1] Abbot, P.A., Celuzza, S.A., Etter R.J., “The acoustic characteristics of the naval surface warfare center’s Large Cavitation Channel (LCC)”, Flow Noise Modeling, Measurement and Control, ASME FED, Vol. 168, 1993.
 [2] Chang, N.A. and Dowling, D.R., “Raybased Acoustic Localization of Cavitation in a Highly Reverberant

- Environment”, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 125(5), pp 3088-3100, 2009.
- [3] Park, C., Seol, H., Kim, K., Seong, W., “A study on propeller noise source localization in a cavitation tunnel”, Ocean Engineering, Vol. 36(9-10), pp 754-762, 2009.
- [4] Lee, J., Rhee, W., Ahn, B-K., Choi, J-S., Lee, C-S., “Localization of singing noise sources on marine propellers using TDOA (time difference of arrival) method”, 29th Symposium on Naval Hydrodynamics, Gothenburg, Sweden, 2012.
- [5] Etter, R.J. and Wilson, M.B., “The Large Cavitation Channel”, 23rd American Towing Tank Conference, New Orleans, USA, 1993.
- [6] Doolan, C., Brandner, P., Butler, D., Pearce, B., Moreau, D., Brooks L., “Hydroacoustic characterization of the AMC cavitation tunnel”, Acoustics 2013, Victor Harbor, Australia, 2013.
- [7] Yamaguchi, H., Kato, H., Matsuda, K., “Measurement and Computation of the Acoustic Field in a Cavitation Tunnel”. Journal of Marine Science and Technology, Vol. 1, pp 198-208, 1996.
- [8] De Bruijn, A. and Ten Wolde, T., “Measurement and prediction of sound inboard and outboard of ships as generated by cavitating propellers”, Symposium on High powered propulsion of large ship, Wageningen, The Netherlands, 1974.
- [9] Levkovsky, Y.L., “Prediction of spectral levels of cavitation noise”, Soviet Physics – Acoustics, Vol. 26, 1980.

5.2.3 第 28 回 ITTC 本委員会の報告

5.2.3.1 概要

本委員会では、模型試験の騒音測定に関する活動や取り組み、コミュニティ内での意見を調査するためのアンケートを実施した。アンケートに回答した 13 機関のうち、残響、データ解析、スクーリング法の指数、気泡核による吸音、模型試験結果と実船計測結果の比較の更新を更新することを要求があった。

5.2.3.2 模型試験の水中騒音計測方法

模型試験のために設定された試験条件は、ITTC キャビテーション手順書に記載されている推奨条件に沿ったものである。プロペラの直径は 200mm から 280mm の間にある。流速は、減圧タンク内のモデル試験のためのフルード則から設定され、キャビテーション水槽内の流速は、動力計の容量（最大トルクと回転数）に関連して、テストセクションの流れの加圧に応じて設定した最大流速に設定されています。プロペラ負荷は、推力もしくはトルクを一致させる方法、すなわち K_T または K_Q が実機に合うように設定する。空気含有量の設定は、30%から 70%までと非常に幅広くなっている。

模型試験の水中騒音計測で使用される周波数は、0.1~1Hz の間に設定された最小周波数と、20~100kHz の間に設定された最大周波数である。また、大半の機関は、残響効果を考慮した手順を採用している。また、キャビテーションの発生を特定するだけでなく、計測した水中騒音に対する試験条件の感度を調べるために複数の条件で試験を実施している。

計測の不確かさは、繰り返し試験（動作条件ごとに平均して 3 回の繰り返し試験）によって推定される。大多数の機関では、キャビテーションの発生に近い運転条件で最大の不確かさが得られる可能性があると考えている。残響効果もまた、不確かさの大きな要因の一つとして認識されている。

5.2.3.3 キャビテーションの音源レベルの予測

キャビテーション音源強度の予測は、キャビテーション施設(キャビテーション水槽または真空槽)で試験した模型プロペラのキャビテーションの音圧レベルの測定値をスケールリングする方法が一般的である。現在の委員会で更新されたガイドライン No.7.5 02 01 05 の使用を推奨している。以下に、第28回委員会で更新された内容の概要を簡単に説明する。

モデルスケールプロペラキャビテーション騒音測定のための主な考え方は、第1版のガイドラインに記載されているものと同様である。モデルスケール音圧レベル測定からフルスケールでのキャビテーションプロペラの発生源レベルを予測する手順は、指針に記載されており、図 5.2.5 にまとめられている。

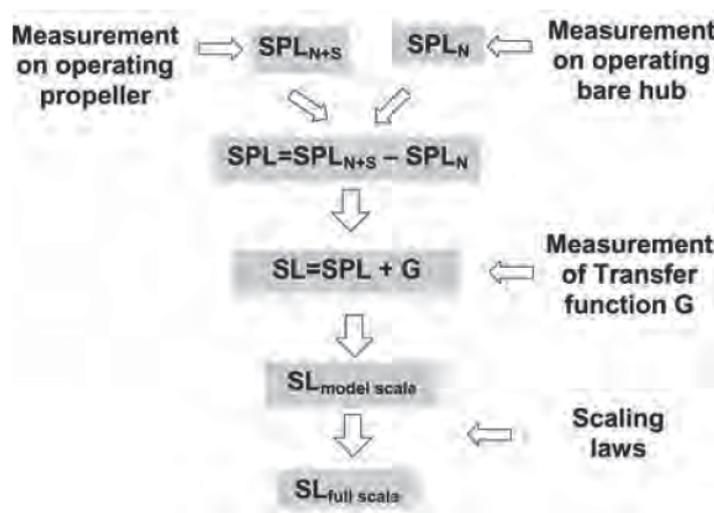


図 5.2.5 模型試験結果からキャビテーション音源レベルを求める手順

5.2.3.4 ガイドラインの更新点

本ガイドラインでは、大きく 4 つの更新が提案されている。

更新点 (1) : スペクトルの表現方法

まず 1 つ目は、FFT から算出されたスペクトル表現の定義を再考することが重要であると考えている。例えば、パワースペクトル密度関数 $\phi_{pp}(f, \Delta f)$ $\phi_{pp}(f, \Delta f)$ である。パワースペクトルとパワースペクトル密度の関係は、次のように与えられており、音圧信号 $p(t)$ のスペクトル表現は次のいずれかを用いることになっている。

- (1) 一定の帯域幅 (模型試験では $\Delta f = 1\text{Hz}$ $\Delta f = 1\text{Hz}$ であることが多い) のパワースペクトルを次式で表す。なお SPL の単位は $\text{dB re } 1 \mu\text{Pa}^2/\text{Hz}$ $\mu\text{Pa}^2/\text{Hz}$ である。

$$SPL(f, \Delta f) = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\phi_{pp}(f, \Delta f)}{p_{ref}^2} \right) \quad (5.2.3)$$

- (2) 一定または比例した帯域幅 (1/3 オクターブのバンドレベル) のパワースペクトル。SPL の単位は $\text{dB re } 1 \mu\text{Pa}^2$ である。

$$SPL_{\Delta f}(f, \Delta f) = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\phi_{pp}(f, \Delta f)}{p_{ref}^2} \right) + \log_{10}(\Delta f) \quad (5.2.4)$$

プロペラ騒音の測定結果では、どのタイプの SPL 表現が使用しているかを示す必要がある。例えば添え字の中に帯域幅 Δf を Δf 与えることで明確に示す必要があります。1/3 オクターブのバンドレベルでのパワースペクトルは、 $SPL_{1/3}$ [$\text{dB re } 1 \mu\text{Pa}^2$] として表す。

更新点 (2) : 残響(Reverberation)

二つ目の更新点は、残響の取り扱い方法である。水槽試験施設、特にキャビテーション水槽では、音の伝搬は自由音場環境のように作用しない。音の伝搬の問題とは、音の測定が行われる試験区の壁、床、屋根の硬い表面に反射する音の影響を示している。キャビテーション水槽では、これらの反射が存在することは明らかである。アンケートの結果では、13 機関中 9 機関が残響への対応を実施していることがわかった。

具体的には、壁面反射のための音響測定値の補正を行っている。一般的な伝達関数の使用である。試験部のプロペラ位置に設置された既知の音源を用いて音響校正を行う。音源と測定システムの受信音響信号の間の伝達関数は、受信信号と音源信号の間のコヒーレンスが 1 に近いことを条件にして得られる。また、校正は、プロペラ音源がモノポール音源ではなく、また移動音源でもあることを考慮しなければならない。

Briançon ら[1]および Tani ら[2]によって、キャビテーション水槽では、伝達関数を考慮することが推奨されている。これは、流速ゼロの状態、トンネル内の異なる位置にノイズ源を使用して行われる。また、定在波の存在を平均化するために、異なる位置で測定された伝達関数の平均を用いる。さらに伝達関数測定では、応答の直線性をチェックする必要がある。

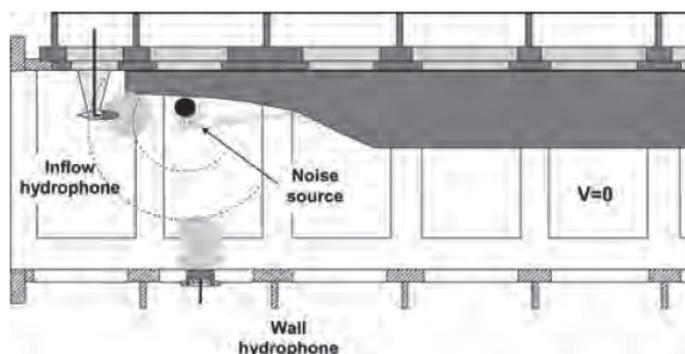


図 5.2.6 キャビテーション水槽内での伝達関数測定のセットアップ例

伝達関数が利用可能な場合、プロペラ騒音計測の距離正規化は、伝達関数として考慮されるために必要ではない。次に、伝達関数 G は、ノイズ源の信号とハイドロフォン受信機の信号の音圧レベルを用いて、次式によって計算される。

$$G = SPL_{source} - SPL_{Hydrophone} \quad (5.2.5)$$

自由音場条件では、伝達関数はプロペラとハイドロフォン間の距離を $r_{ref} = 1m$ としたときの球面拡散損失に対応することになる。

$$G = 20 \cdot \log_{10}\left(\frac{r}{r_{ref}}\right) \quad (5.2.6)$$

伝達関数は、キャビテーションノイズの測定値（及びバックグラウンドノイズ補正済み）の SPL からプロペラ源強度レベル SL を算出するために使用される。

$$SL = SPL + G \quad (5.2.7)$$

注意点として、利用可能な音源は 1 kHz 以上の周波数で校正されている必要がある。そして、1 kHz 未満の周波数の伝達関数を計算できるように、校正を低域まで拡張する必要があります。伝達関数の

例を図 5.2.7 に示す。

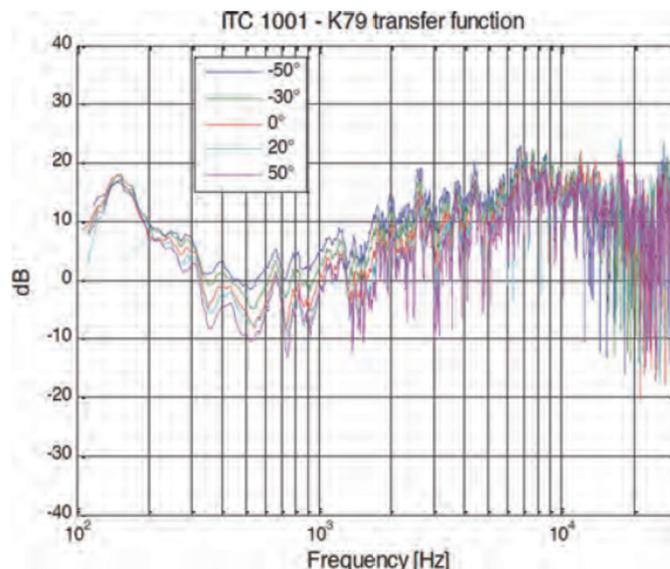


図 5.2.7 Tani et al.[2]からの伝達関数の例

更新点(3)：レイノルズ数影響

三つ目の更新点は、模型試験における翼端渦キャビテーションへのレイノルズ数影響である。プロペラの放射雑音を正確に予測するためには、プロペラの作動条件に対するキャビテーションの範囲が模型試験で正しく再現されていることが重要である。翼端渦キャビテーションでは、(s, KT)で定義された作動条件では、フルスケールではモデルスケールよりも早くキャビテーションが発生している。そのため、フルスケールで翼端渦キャビテーションが発生している場合には、その発生を抑止することが推奨されている。そのためには、キャビテーション発生図を作成する必要がある。(s, KT)は ITTC に記載されているようにモデルスケールとフルスケールについて生成する必要がある。

更新点(4)：スケーリング

四つ目は、スケーリング方法である。実船へのスケーリングを行う際は、模型試験で計測した音圧レベルに対して背景雑音、距離正規化、壁反射を補正した後の値を用いてスケーリングを行う。

注意点：空気量の影響

更新点ではないが、キャビテーション騒音計測を行う際に重要である空気含有量の影響の取り扱いも重要である。キャビテーション試験設備の空気含有量は、3つのメカニズムによって放射ノイズ測定に影響を与える。第一に、空気含有量は気泡核に影響を与え、それによってキャビテーションの発生に影響を与える。第二に、空気の含有量は、崩壊に影響を与える空洞内の非-凝結性ガスの量に影響を与える。第三に、空気含有率が高い場合、施設内の音の伝搬は気泡の影響を受ける。また、空気含有率のキャビテーション放射雑音への影響について様々な研究が行われて、その影響が明らかになりつつある。また、フランスの大型キャビテーション水槽 GTH のように、いくつかの施設では別途の気泡核注入システムを所有している。このシステムはプロペラの領域にのみ気泡核を注入するものである。これによって、ガス含有量は30%と非常に低いレベルで試験を実施することが可能である。プ

ロペラ騒音計測を行う流速と空気含有率で伝達関数を測定することで、空気含有率が伝播に与える影響を考慮することができるが、この方法は非常に困難である。

5.2.3.5 不確かさ

キャビテーション放射雑音の騒音計測は、試験で予想される不確かさをある程度把握しなければならない。不確かさ評価の方法論は、次のことを考慮することが望ましい。

- ・ 測定システム
- ・ 考慮した不確かさの発生源
- ・ 実際のデータの不確かさの推定値

不確かさ分析は、不確かさ分析に関する ISO 文書、ISO (1992)、ISO (1993a) 及び ISO (1993b) 及び ITTC 手順 7.5-02-01-01 に従って行うことが推奨されている。第 28 回委員会で実施されたアンケートでは、主な不確かさの原因は、キャビテーションの不安定性（特に試験条件が発生点に近い場合）、騒音のスケーリング、伴流分布であることが明らかになった。また、模型試験の測定結果の不確かさは 3～5dB、スケーリング手順の不確かさも 3～5dB で、合計で 5～7dB の不確かさが予測されることが示された。伝達関数の測定の不確かさについては、Tani らが一般的に再現性は非常に高いが、結果は使用する音響プロジェクトに依存することが示しており、これについてはさらに調査する必要がある。

参考文献

- ・ ITTC 「Proceedings of 28th ITTC-VolumeII、The Specialist Committee on Hydrodynamic Noise」2017年。
<https://www.ittc.info/media/7837/17-sc-hydrodynamic-noise-compressed.pdf>
- ・ ITTC – Recommended Procedures and Guidelines 「Underwater Noise from Ships, Full Scale Measurements」2017 年。 <https://www.ittc.info/media/8183/75-04-04-01.pdf>

- [1] Briancon, L., Fournier, P., Fréchou, D., “Marine Propeller Noise Measurements Techniques in Hydroacoustics Tunnel”, Symposium on Advanced Measurement Techniques, AMT’13, Gdansk, Poland, 2013.
- [2] Tani, G., Viviani, M., Gaggero, T., Hallander J. and Johansson, T., “ Evaluation of Methods to Measure Acoustic Transfer Functions in Cavitation Tunnels” , Advanced Model Measurement Technology, Istanbul, Turkey, 2015.

5.2.3.6 現在のガイドライン

水槽試験における水中騒音計測法について、Recommended Procedures and Guidelines (7.5-02-01-05) Model-scale propeller cavitation noise measurements として取りまとめられており、2017年に発行されている。本ガイドラインは ITTC のホームページよりダウンロード可能である。URL を以下に示す。

ITTC Quality Systems Manual - Version 2017

<https://itc.info/downloads/quality-systems-manual/>

ITTC – Recommended Procedures and Guidelines 「Underwater Noise from Ships, Full Scale Measurements」2017 年。 <https://www.ittc.info/media/8183/75-04-04-01.pdf>

本ガイドラインの項目は以下の通りである。各項目についてその日本語訳を追記している。本ガイドラインに従って水槽試験を行うことで、主要水槽と同等の手順で水中騒音計測が可能である。ただし、水槽試験はノウハウ的な側面も多いため、信頼できるデータを取得するためには他水槽との比較やラウンドロビン試験への参加が不可欠である。

表 5.2.2 Recommended Procedures and Guidelines (7.5-02-01-05)

Model-scale propeller cavitation noise measurements

1. PURPOSE OF THE GUIDELINE : ガイドラインの目的
2. MODEL-SCALE EXPERIMENTS ON PROPELLER CAVITATION NOISE : プロペラキャビテーションの水中騒音のための模型試験法
2.1 Test Set-Up : 試験準備
2.1.1 Propeller Model : 模型プロペラ
2.1.2 Wake Generation : 伴流再現法
2.1.3 Hydrophones : ハイドロフォン
2.2 Test Conditions : 試験条件
2.2.1 Propeller Loading Condition : プロペラ荷重度の条件
2.2.2 Cavitation number : キャビテーション数
2.3 Overall Instrumentation : 全体的な計装
2.3.1 Introduction : 導入
Basic Test Measurements : 基本的な試験計測
Sound Pressure Measurements : 音圧計測
2.3.2 Test Preparation : 試験準備
2.4 Background Noise Measurements : 背景雑音計測
2.5 Noise Data Acquisition and Processing : 騒音データの取得及び処理
2.5.1 Measured Quantity and Presentation : 計測データの質及び表現
2.5.2 Data Acquisition System and Frequency Analysis : データ計測システムと周波数解析
2.5.3 Correction for Background Noise : 背景雑音の補正
2.5.4 Distance Normalization : 距離の無次元化
2.5.5 Influence of Wall Reflections : 壁による反射の影響
2.6 Other Items : その他
2.6.1 Air Contents, Cavitation Nuclei and Cavitation Stabilization : 空気含有率、気泡核、キャビテーションの安定性
2.6.2 Influence of Blockage : ブロッキング影響
3. SCALING METHODS : スケーリング法
3.1 Scaling Method : スケーリング法
3.2 Scaling Method of the spectrum tonal frequencies : スペクトルのスケーリング法
3.3 Scaling Method of Tip Vortex Cavitation : チップボルテックスキャビテーションのスケーリング法

4. REVIEW OF PARAMETERS : パラメータのレビュー
4.1 Parameters to be Taken into Account : 考慮すべきパラメータ
5. UNCERTAINTY AND VALIDATION : 不確かさ及び検証
5.1 Sources of uncertainty and variability : 不確かさとばらつきの要因
5.2 Uncertainty Analysis : 不確かさ解析
5.3 Benchmark Tests : ベンチマーク試験
6. REFERENCES : 引用文献

本委員会の活動は続いているため、本ガイドラインも適宜更新される予定である。

5.2.4 SMP の調査結果

SMP (International Symposiums on Marine Propulsors) は船用推進器に関する国際会議で、2年に1回開催されている。MARINTEK と NTNU がオーガナイザーを務めている。SMP はこれまでに6回開催されている。これまでの開催年と場所を以下に示す。

表 5.2.3 SMP の開催履歴

回数	会議名	時期	場所	ホスト機関
1	smp'09	22-24 June 2009	Trondheim, Norway	MARINTEK NTNU
2	smp'11	15-17 June 2011	Hamburg, Germany	Hamburg University of Technology (TUHH) German Society for Maritime Technology (STG)
3	smp'13	5-7 May 2013	Launceston, Australia	Australian Maritime College
4	smp'15	31 May - 4 June 2015	Austin, Texas, USA	The University of Texas at Austin
5	smp'17	12 - 15 June 2017	Espoo, Finland	VTT Technical Research Center of Finland Ltd
6	smp'19	26 - 30 May 2019	Rome, Italy	Institute of Marine Engineering, National Research Council of Italy (CNR-INM)

会議名から分かるように、全ての発表が船用プロペラやその他推進器（ウォータージェットやアジマススラスト等）に関連している。そのため、本会議を通して世界中の船用推進器の研究動向を知ることができる。次回は2022年5月9-13日に Wuxi, China で開催される予定であり（コロナ禍の影響で1年延期された）、ホストは CSSRC が務める。水中騒音関連の発表は、図 5.2.8 に示す様に年々増加している。

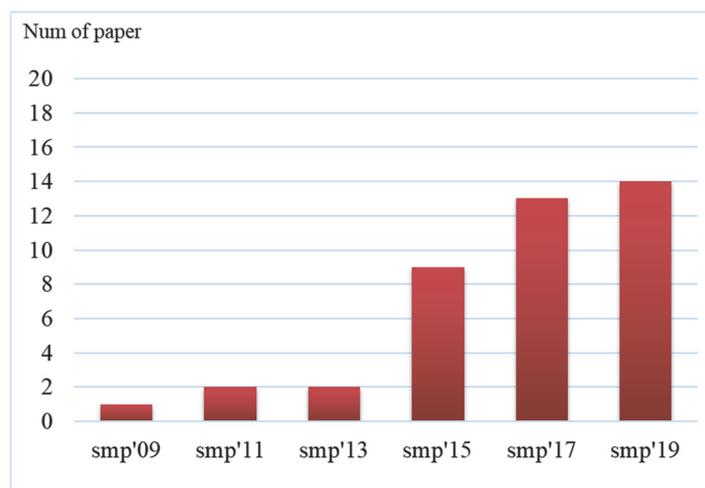


図 5.2.8 SMP における水中騒音に関連する論文数

SMP で発表された水中騒音関連の文献を下表に示す。

smp'09	セッション数：1、論文数：1	
Session TB1 Green		Page
TB1-1	An Experimental Study into the Effect of Foul Release Coating on the Efficiency, Noise and Cavitation Characteristics of a Propeller Korkut, Emin; Atlar, Mehmet	285
smp'11	セッション数：1、論文数：2	
Session TB4 - Noise		Page
TB4-1	Experimental Characterization of Two CP Propellers at Different Pitch Settings, Considering Cavitating Behaviour and Related Noise Phenomena Daniele Bertetta, Luca Savio, Michele Viviani	328
TB4-2	A Study on Propeller Noise Emission with Special Attention to the Influence of an Ice Coverage and Finite Water Depth Heinrich Streckwall, Herbert Bretschneider	336
smp'13	セッション数：2、論文数：2	
Session 4B - OceanNoise & Noise & Vibration		Page
4B.1	Hydro-Acoustic Noise from Merchant Ships – Impacts and Practical Mitigation Techniques Martin Renilson, Russell Leaper, Oliver Boisseau	201
Session 8B - Flow Measurement & Visualization 2		Page
8B.2	Hydroacoustic and Hydrodynamic Analysis of a Propeller-Rudder Configuration by Pressure Signal Wavelet Decomposition and Optical Techniques Mario Felli, Silvano Grizzi, Massimo Falchi	373

smp'15	セッション数 : 3、論文数 : 9	
Session MB4 - Acoustics/Vibration I		Page
MB4.1	Single screw ships radiated noise measurements in model and full scale	219
	Giorgio Tani, Michele Viviani, Tomaso Gaggero, Adriana Cosentino, Enrico Rizzuto	
MB4.2	Evaluation of Propeller Virtual Mass and Damping Coefficients by URANS-method	228
	Jussi Martio, Antonio Sánchez-Caja, Timo Siikonen	
MB4.3	Use of Acoustic Analogy for Marine Propeller Noise Characterisation	241
	Artur Lidtke, Stephen Turnock, Victor Humphrey	
MB4.4	On the full scale and model scale cavitation comparisons of a Deep-V catamaran research vessel	250
	Roderick Sampson, S. Turkmen, Batuhan Aktas, W. Shi, P. Fitzsimmons, Mehmet Atlar	
Session WA4 - Acoustics/Vibration II		Page
WA4.1	Numerical Simulation of Ship Hull Pressure Fluctuation Induced by Cavitation on Propeller with Capturing the Tip Vortex	671
	Keita Fujiyama	
WA4.2	Marine propeller acoustic modelling: comparing CFD results with an acoustic analogy method	678
	Thomas Lloyd, Douwe Rijpkema, Erik van Wijngaarden	
WA4.3	Mechanism about Change of Pressure Fluctuation of Marine Propeller Running in Bubbly Flow	690
	Chiharu Kawakita	
WA4.4	Underwater radiated noise investigations of cavitating propellers using medium size cavitation tunnel tests and full-scale trials	698
	Batuhan Aktas, Serkan Turkmen, Roderick Sampson, Weichao Shi, Patrick Fitzsimmons, Emin Korkut, Mehmet Atlar	
Session TA4 - Experimental Techniques I		Page
TA4.1	Hydrodynamic and Hydroacoustic analysis of a marine propeller wake by TOMO-PIV	429
	Mario Felli, Massimo Falchi, Giulio Dubbioso	

smp'17	セッション数 : 5、論文数 : 13	
Session MA3: Acoustics/Vibration		Page
MA3.1	A Semi-Empirical Method to Predict Broadband Hull Pressure Fluctuations and Underwater Radiated Noise by Cavitating Tip Vortices	148
	Johan Bosschers	
MA3.2	CFD and CHA simulation of underwater noise induced by a marine propeller in two-phase flows	158
	Ville M. Viitanen, Antti Hynninen, Lars Lübke, Rhena Klose, Jukka Tanttari, Tuomas	

	Sipilä1, Timo Siikonen	
MA3.3	Effect of Propeller Eccentric Forces on the Bearing Loads of the Complicated Shafting System for Large Container Ships	172
	Tae-goo Lee, Gi-su Song, Ji-nam Kim, Jin-suk Lee, Hyoung-gil Park	
Session WA1: Acoustics/Vibration		Page
WA1.1	Full-Scale Measurements of Underwater Radiated Noise of a Catamaran Research Vessel	503
	Serkan Turkmen, Mehmet Atlar, Noriyuki Sasaki	
WA1.2	A detail computational hydro - acoustics analysis for hydrofoils with straight and wavy leading edges	510
	Nicolaos Charalambous, Ian Eames	
WA1.3	A Hybrid Numerical Method for Investigating Underwater Sound Propagation of Cavitating Propellers	520
	Ulf Götttsche, Martin Scharf, Stephan Berger, Moustafa Abdel-Maksoud	
Session THA1: Acoustics/Vibration		Page
THA1.1	Case Study for the Determination of Propeller Emitted Noise by Experimental and Computational Methods	731
	Lutz Kleinsorge, Sven Schemmink, Rhena Klose, Lars Greitsch	
THA1.2	Numerical Prediction of Acoustic Noise Level Induced by Cavitation on Ship Propeller at Behind-Hull Condition	739
	Keita Fujiyama, Yoshitaka Nakashima	
THA1.3	The numerical prediction of the propeller cavitation and hull pressure fluctuation in the ship stern using OpenFOAM	745
	Zheng Chaosheng	
Session TB3: Acoustics/Vibration		Page
TB3.1	On predicting the sound from a cavitating marine propeller in a tunnel	438
	Antti Hynninen, Jukka Tanttari, Ville Viitanen, Tuomas Sipilä	
TB3.2	Effect of Propeller Tip Clearance on Hull Pressure Pulses	447
	Rickard E Bensow, Robert Gustafsson	
TB3.3	Large Eddy Simulation of Propeller in Forward Mode of Operation	455
	Jacob Keller, Praveen Kumar, Krishnan Mahesh	
Session TB4: Experimental Techniques		Page
TB4.1	The Upgrade of the Large Cavitation Tunnel of the Marine Technology Centre in Trondheim	485
	Luca Savio, Lucia Sileo, Chittiappa Muthanna, Sverre Steen, Silas Spence, Kjetil Berget	

smp'19	セッション数 : 5、論文数 : 14	
Session TB1: Propulsion 1		Page
TB1.1	Numerical investigation of pressure pulse predictions for propellers mounted on an	I-284

	inclined shaft	
	Muye Ge, Urban Svennberg, Rickard E. Bensow	
TB1.2	Development of Tunnel Thruster Series Propellers for Low Noise and Vibration	I-292
	Jie Dang, Do Ligtelijn	
Session TA2: Hydroacoustics 1		Page
TA2.1	Acoustic modelling of a propeller subject to non-uniform inflow	I-323
	Artur K Lidtke, Thomas Lloyd, Guilherme Vaz	
TA2.2	Acoustic Characteristics of Cavitating Flow around a Twisted Hydrofoil	I-333
	Yantao Cao	
TA2.3	Hydroacoustical Calculations on a Generic Underwater Vehicle Using Lighthill-Curle Formulations	I-337
	Emre Güngör	
TA2.4	Generation and propagation of noise from cavitating marine propellers	I-344
	Kostas Belibassakis, Gerasimos Politis	
Session TA3: Hydroacoustics 2		Page
TA3.1	Pattern Recognition in Hydroacoustic Cavitation Measurements	I-381
	Christian Krueger, Sascha Spors, Andreas Wolter	
TA3.2	Data driven models for propeller cavitation noise in model scale	I-387
	Fabiana Miglianti, Giorgio Tani, Michele Viviani, Francesca Cipollini, Luca Oneto	
TA3.3	Mechanism of low-frequency broadband noise by cavitating tip-vortices on marine propellers	I-395
	Johan Bosschers	
TA3.4	Evaluation of Underwater Sound Propagation of a Catamaran with Cavitating Propellers	I-403
	Ulf Göttsche, Tobias Lampe, Martin Scharf, Moustafa Abdel-Maksoud	
Session WB3: Hydroacoustics 3		Page
WB3.1	Suppression of Tip Vortex Cavitation noise using PressurePores™ technology: A numerical and experimental investigation	II-173
	Batuhan Aktas, Naz Yilmaz, Mehmet Atlar, Noriyuki Sasaki, Patrick Fitzsimmons, David Taylor	
WB3.2	Round Robin Test on Radiated Noise of a Cavitating Propeller	II-185
	Giorgio Tani, Michele Viviani, Mario Felli, Frans Hendrik Lafeber, Thomas Lloyd, Batuhan Aktas, Mehmet Atlar, Hanshin Seol, Jan Hallander, Nobuaki Sakamoto, Hikaru Kamiirisa	
WB3.3	Numerical prediction of ship propeller noise through acoustic analogy	II-196
	Marta Cianferra, Andrea Petronio, Vincenzo Armenio	
Session THA1: Cavitation 5		Page
THA1.4	An Experimental Study to Investigate Cavitation Noise Characteristics and Cavitation Erosion, Using Water Jet Test Technique	II-295
	Onur Usta, Çağatay Sabri Köksal, Emin Korkut	

5.2.5 AMT の調査結果

AMT (International Conference on Advanced Model Measurement Technology for The Maritime Industry) は船舶海洋分野の計測技術に関する国際会議で、2年に1回開催されている。本会議はHTF (Hydro Testing Forum) がオーガナイザーを務めており、発表内容も水槽試験や実船試験に関するものが多い。HTFは、船舶海洋分野における高度な計測技術を開発することを目的としており、ヨーロッパ各国の大学・研究機関・計測器メーカーを中心に設立された組織である。ヨーロッパ外では韓国が参加している。HTFでは、注目の高いトピックについてCoP(Community of Practice)として合意されれば、各機関で連携して調査している点の特徴である。

これまでに6回開催されている。これまでの開催年と年を以下に示す。次回は2021年に開催される予定であるが、詳細な開催日程及び場所は発表されていない。水中騒音関連の発表は、図5.2.9に示す様に年々増加している。

表 5.2.4 AMT の開催履歴

回数	会議名	時期	場所	ホスト機関
1	AMT'09	1 - 2 September 2009	Nantes, France	Ecole Centrale de Nantes
2	AMT'11	4 - 6 April 2011	Newcastle, U.K.	Newcastle University
3	AMT'13	17 - 18 September 2013	Gdansk, Poland	CTO S.A. (Poland)
4	AMT'15	28 - 30 September 2015	Istanbul, Turkey	Istanbul Technical University
5	AMT'17	11 - 13 October 2017	Glasgow, U.K.	University of Strathclyde
6	AMT'19	9 - 11 October 2019	Rome, Italy	CNR-INM & University of Rome la Sapienza

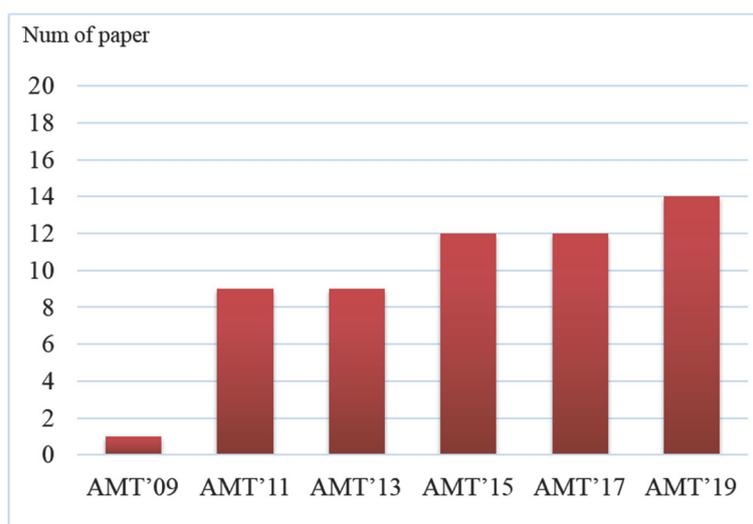


図 5.2.9 AMT における水中騒音に関する論文数

AMT で発表された水中騒音関連の文献を下表に示す。

AMT'09	セッション数：1、論文数：1	
SESSION 6a - HIGH SPEED VIDEO AND IMAGING TECHNOLOGIES		Page
	Interferometric laser imaging for simultaneous size and velocity measurements of cavitating micro bubbles	387
	G. Lacagnina, S. Grizzi, F. Di Felice & G.P. Romano (INSEAN & University La Sapienza)	

AMT'11	セッション数：3、論文数：9	
Plenary Lecture 1		Page
	Recent upgrading of marine testing facilities at Newcastle University	1
	M. Atlar	
SESSION 1 - High Speed Video		Page
	Analysis of erosive cavitation by high speed video records	32
	G. Bark, M. Grekula and N.-X. Lu	
SESSION 3 - Particle Image Velocimetry		Page
	Interferometric laser imaging technique applied to nuclei size measurements in cavitation tunnel	140
	L. Ms, D. Lebrun, D. Frchou and R. Boucheron	
Plenary Lecture 2		Page
	The Hydro-Testing Alliance on the move: A review	253
	A.B. Aalbers	
SESSION 8 - Pressure Transducers		Page
	Dynamic calibration of a pressure transducer	301
	E. van de Bunt and A. Bouvy	
	Full scale noise and vibration measurements onboard ships for development of propagation and human response modelling	313
	P. Zoet, O. Turan, P. Beltrn and R. Salinas	
	Dynamic behaviour of pressure transducers	326
	A. Bouvy and J. de Boer	
	Optical measurement techniques in model testing	342
	E. van de Bunt and W. Lafeber	

AMT'13	セッション数：3、論文数：1	
Plenary Session		Page
	Hydroacoustic noise measurements	20
	Prof E. Kozaczka(Gdansk University of Technology & Polish Naval Academy)	
Noise Measurements 1		Page
	Marine propeller noise measurements techniques in hydroacoustics tunnel	37

	L. Brianon, P. Fournier & D. Frechou(DGA Hydrodynamics, France)	
	Measurement of propeller cavitation noise in the MOERI large cavitation tunnel	55
	H. Seol, C. Park, Y. Park & G. Kim(MOERI / KIOST, Korea)	
	Underwater radiated noise measurements with a silent towing carriage in the Depressurized Wave Basin	64
	J. Bosschers, F.H. Lafeber, A. Bouvy, J. de Boer, R. Bosman & A. Buovy(MARIN, The Netherlands)	
EU-FP7 Projects AQUO & SONIC		Page
	AQUO Project “Achieve QUIeter Oceans by shipping noise footprint reduction”	112
	C. Audoly ¹ , C. Rousset ¹ , T. Folegot ² , M. Andre ³ , L. Benedetti ⁴ , E. Baudin ⁵ & R. Salinas ⁶ (1DCNS Research, France, 2Quiet-Oceans, France, 3UPC, Spain, 4CESA, Belgium, 5Bureau Veritas, France, 6TSI, Spain)	
	EU-FP7 SONIC (Suppression Of underwater Noise Induced Cavitation) project	123
	H. Prins et al.(MARIN, The Netherlands)	
Noise Measurements 2		Page
	A marine science and technology research vessel for full- scale observations and measurements	191
	M. Atlar, B. Aktas, R. Sampson, I.M. Viola, K.-C. Seo, S. Turkmen & P. Fitzsimmons(Newcastle University, UK)	
	Identification and evaluation of the uncertainties in the current measurement standards, within the framework of AQUO project	218
	1R.S. Mullor, 1A.,M. Rodriguez, 1P.B. Palomo, 1C. Rousset, 2C. Audoly & 3E. Baudin (1TSI, Spain, 2DCNS, France, 3Bureau Veritas, France)	
	Noise measurements for studying propagation of harbour noise to residential areas close to ports	238
	P. Zoet, P. Kellett, S. Turkmen & O. Turan University of Strathclyde, UK	
AMT’15	セッション数：5、論文数：12	
PIV Applications		Page
	STEREO PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY AROUND ISOLATED VORTEX CAVITATION	520
	P. Pennings, R. Delfos, J. Westerweel & T. van Terwisga(Delft University of Technology)	
Noise facilities / Measurement techniques		Page
	ACOUSTIC REVERBERATION MEASUREMENTS IN THE DEPRESSURIZED WAVE BASIN	376
	F.H. Lafeber ¹ , J. Bosschers ¹ , C.A.F. de Jong ² & F. Graa and ² (1MARIN, The Netherlands, 2TNO, The Netherlands)	

	EVALUATION OF METHODS TO MEASURE ACOUSTIC TRANSFER FUNCTIONS IN CAVITATION TUNNELS	608
	G.Tani ¹ , M.Viviani ¹ , T. Gaggero ¹ , J. Hallander ² , T. Johansson ² (1University of Genoa, Italy, 2SSPA Sweden AB)	
	NOVEL EXPERIMENTAL APPROACHES FOR NOISE SOURCE DIAGNOSTICS IN NAVAL AND MARINE APPLICATIONS	239
	M. Felli, M. Falchi, G. Dubbioso CNR-INSEAN, Italy	
	PROPELLER CAVITATION NOISE MODEL TEST IN KRISO LARGE CAVITATION TUNNEL & ITS COMPARISON WITH FULL-SCALE RESULTS	568
	H. Seol, B-G Paik, Y-H Park, K-Y Kim, J-W Ahn, C Park, G-D Kim, & K-S Kim (Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering (KRISO), Korea)	
	UNDERWATER RADIATED NOISE MEASUREMENTS ON A CHEMICAL TANKER - COMPARISON OF FULL-SCALE AND MODEL-SCALE RESULTS	301
	J. Hallander & T. Johansson (SSPA, Sweden)	
Noise Measurements in full scale		Page
	ON-BOARD MEASUREMENT TECHNIQUES TO QUANTIFY UNDERWATER RADIATED NOISE LEVEL	624
	S. Turkmen, B. Aktas, M. Atlar, R. Sampson, W. Shi & P. Fitzsimmons (Newcastle University, U.K.)	
	ON BOARD STRUCTURE BORNE NOISE MEASUREMENTS AND UNDERWATER RADIATED NOISE	665
	P. Zoet ¹ , S. Turkmen ² , P. Kellett ¹ , B. Aktas ² , R. Sampson ² , W. Shi ² , M. Atlar ² & O. Turan ¹ (1The University of Strathclyde, U.K., 2Newcastle University, U.K.)	
	AN EXPERIMENTAL APPROACH TO MEASURE PROPELLER CAVITATION NOISE ASSESSMENT ON-BOARD A RESEARCH VESSEL	411
	S. Leivadarios, B. Aktas, M. Atlar, P. Fitzsimmons & N. Sasaki (Newcastle University, U.K.)	
Cavitation aspects		Page
	SHIP WAKE MEASUREMENTS USING 3-D LDV SYSTEM IN LARGE CAVITATION TUNNEL OF KRISO	509
	B-G Paik ^{1,2} , J-W Ahn ¹ , Y-H Park ¹ , K-S Kim ¹ , H-G Cheon ³ , Martin Davy ³ (1University of Science & Technology, Ship & Ocean Plant Engineering, Korea; 2Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, Korea; 3Dantec Dynamics)	
	CAVITATION TUNNEL INVESTIGATION ON THE PERFORMANCE, CAVITATION, PRESSURE PULSES & NOISE GENERATION OF MARINE CURRENT TURBINE HYDRO-SPINNA	541
	R. Rosli, W. Shi, M. Atlar & R. Norman (Newcastle University, U.K.)	
Cavitation Aspects / Underwater Noise		Page

	SYSTEMATIC CAVITATION TUNNEL TESTS FOR CAVITATION NOISE PREDICTION OF COMMERCIAL SHIPS USING A STANDARD SERIES APPROACH	41
	B. Aktas, M. Atlar, P. Fitzsimmons, W. Shi, S. Turkmen & N. Sasaki(Newcastle University, U.K.)	

AMT'17	セッション数：4、論文数：12	
Model scale propeller noise measurements		Page
	ROUND ROBIN TEST ON THE UNDERWATER RADIATED NOISE OF A CAVITATING SHIP PROPELLER IN OPEN WATER	22
	Frans Hendrik Lafeber et al., MARIN, The Netherlands	
	HYDRO-ACOUSTIC CHARACTERIZATION OF “THE PRINCESS ROYAL” PROPELLER AS PART OF A ROUND ROBIN TEST CAMPAIGN	37
	Giorgio Tani et al, University of Genova, Italy	
	RESEARCH OF UNDERWATER SHIP RADIATED NOISE (USRN) TOWARD MARINE ENVIRONMENTAL PROTECTION IN JAPAN	53
	Hikaru Kamiirisa et al., National Maritime Research Institute, Japan	
Model & FS Propeller noise measurements		Page
	SYSTEMATIC CAVITATION TUNNEL TESTS WITH A PROPELLER IN UNIFORM AND INCLINED FLOW CONDITIONS AS PART OF A ROUND ROBIN CAMPAIGN	186
	Jan Hallander, SSPA, Sweden	
	PROPELLER NOISE MEASUREMENT TESTS IN KRISO LARGE CAVITATION TUNNEL AS PART OF A ROUND ROBIN TEST CAMPAIGN	200
	Hanshin Seol et al., Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, South Korea	
	MEASUREMENT OF CAVITATION NOISE RADIATED FROM A MARINE PROPELLER WITH AND WITHOUT SHAFT INCLINATION	201
	Nobuaki Sakamoto et al., National Maritime Research Institute, Japan	
Ship wake field measurements		Page
	PROPELLER INFLOW CONDITIONS OF INLAND VESSELS IN DIFFERENT WATER DEPTHS	311
	Benjamin Friedho et al., DST, Germany	
	EXPERIMENTAL STUDY ON THE WAKE FIELD OF A 76000 DWT PANAMAX BULKER BASED ON SPIV	320
	Tie-cheng Wu et al., Harbin Engineering University, China	
	EXPLORATORY MEASUREMENTS OF CAVITATION NUCLEI IN THE WAKE OF A SHIP MODEL	331
	Milos Birvalski et al., MARIN, The Netherlands	

Specialised cavitation and noise tests		Page
	BASIC STUDY FOR VENTILATED SUPERCAVITATION EXPERIMENTS IN HIGH- SPEED CAVITATION TUNNEL OF KRISO	599
	Bu-Geun Paik et al., Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, South Korea	
	AN EXPERIMENTAL STUDY TO DETECT CAVITATION EROSION FOR DIFFERENT COATED SURFACES	612
	Onur Usta et al., Istanbul Technical University, Istanbul, Turkey	
	OVER-SAMPLING IMPROVEMENT FOR ACOUSTIC TRIANGULATION USING BARKER CODE OR SCHROEDER CODE AUDIO SIGNALS	633
	Romuald Boucheron, DGA Hydrodynamics, France	

AMT'19	セッション数：4、論文数：14	
Keynote Presentation		Page
	RECENT STUDIES ON TIP VORTEX CAVITATION INCEPTION AND VORTEX SINGING	25
	Prof Xiaoxing Peng, China Ship Scientific Research Center, Wuxi	
Underwater Radiated Noise measurements		Page
	THE VALIDATION OF MODEL TEST METHOD FOR PROPELLER CAVITATION NOISE PREDICTION	29
	Cheolsoo Park et al., Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, South Korea	
	NEW MODEL-SCALE URN MEASUREMENTS FOR A CHEMICAL TANKER: A STUDY OF REPEATABILITY, SENSITIVITY TO LOADING CONDITION VARIATIONS AND CORRELATION TO FULL SCALE DATA	42
	Jan Hallander, SSPA, Sweden	
	ADAPTATION OF THE SCHROEDER FREQUENCY TO THE CASE OF ACOUSTIC PROPAGATION IN DUCT	57
	Romuald Boucheron, DGA Hydrodynamics, France	
Smart testing techniques in cavitation tunnels & Shape sensing		Page
	DIVERSIFIED "MIS-"USE OF CAVITATION TESTING FACILITIES	104
	Christian Johannsen, HSVA, Germany	
	CAVITATION OBSERVATION BY A MULTI-PERSPECTIVE CAMERA SYSTEM FOR CORRELATION WITH HYDROPHONE MEASUREMENTS	113
	Eric Ebert et al., University of Rostock, Germany	
	DESIGN AND BENCHMARKING OF A ROBUST STRAIN-BASED 3D SHAPE SENSING SYSTEM	120
	Isaac M. Di Napoli et al., IIHR Hydrosience and Engineering, University of Iowa, USA	

Underwater Radiated Noise measurement techniques & analyses		Page
	NOISE MEASUREMENTS OF A CAVITATING PROPELLER IN DIFFERENT FACILITIES: RESULTS OF THE ROUND-ROBIN TEST PROGRAMME	237
	Giorgio Tani et al., University of Genova, Italy	
	COMBINED ACOUSTIC DEMODULATION WITH WALL- IMPEDANCE ESTIMATE: METHOD'S DEVELOPMENT AND APPLICATION TO EXPERIMENTAL MEASUREMENTS	254
	Romuald Boucheron, DGA Hydrodynamics, France	
	CALIBRATION OF FLUSH-MOUNTED HYDROPHONES USING VARIOUS SIGNAL TYPES	270
	Frans Hendrik Lafeber et al., MARIN, Netherlands	
	ACOUSTIC CHARACTERISATION OF WATER TANK USING AN ADAPTED IMAGE SOURCE MODEL	283
	Henry Way et al., University of Southampton, UK	
Digital Imaging techniques		Page
	DEVELOPMENTS IN MICRO-BUBBLE MEASUREMENT TECHNIQUES FOR CAVITATION AND PIV EXPERIMENTS	353
	Martijn van Rijsbergen et al., MARIN, The Netherlands	
	AIR BUBBLE SIZE AND VELOCITY MEASUREMENTS IN A VERTICAL PLUNGING JET USING A VOLUMETRIC SHADOWGRAPHY TECHNIQUE	369
	Fabio di Nunno et al., CNR-INM/University of Cassino and Southern Lazio, Italy	
	DEVELOPMENT OF A MEASURING DEVICE FOR CAPTURING SHIP MODEL HULL GEOMETRY	377
	D. E. Liarokapis et al., NTU Athens, Greece	

5.2.6 5.2 のまとめ

本章では、模型試験に関する水中騒音計測技術の調査結果について報告した。主に ITTC における Hydrodynamic noise の活動状況、国際会議 SMP と AMT の発表論文について調査した。ITTC では、模型試験における水中騒音計測のガイドラインはほぼ完成しており、今後は、実船へのスケーリング法の高度化及び計測の不確かさの抑制について検討が進められる予定である。

SMP と AMT の調査では、水中騒音に関する発表論文について調査を行った。AQUO や SONIC といった EU の大規模プロジェクトは終了しているが、現時点で多くの情報は公開されていない。世界各国の研究機関が引き続き実施中の水中騒音に関する研究の情報収集を行う必要がある。

5.3 水中騒音の数値計算による予測技術

5.3.1 水中騒音について

水中騒音は船体内部の機器（特に、推進ディーゼルエンジン、ディーゼル発電機、その他の補助システム）を含む船舶機械より生じ、その騒音の大きさは速度に依存する。より具体的には、キャビテーションの程度に応じてプロペラからノイズが変化するが、そのキャビテーションの発生は通常船速に依存する。また、機械的ノイズも通常は速度に依存して負荷が変化するため、その大きさが変わる。

ノイズの中でも、プロペラとその周りで発生するキャビテーションによるノイズは、幅広い周波数で生じる。図 5.3.1 は、それぞれの周波数域でのノイズの寄与を示すが、キャビテーションは低周波数と高周波数の両方で影響を及ぼしている。船のブレード通過周波数（シャフト速度 x プロペラブレードの数）に関係する騒音は、低い周波数帯域に影響がある。一方で、ほぼすべての船のスペクトルに 50 ヘルツ付近の「hump」があり、これはシートキャビテーションとチップの渦キャビテーションが原因であると考えられているが、正確なメカニズムは完全には判明していない。

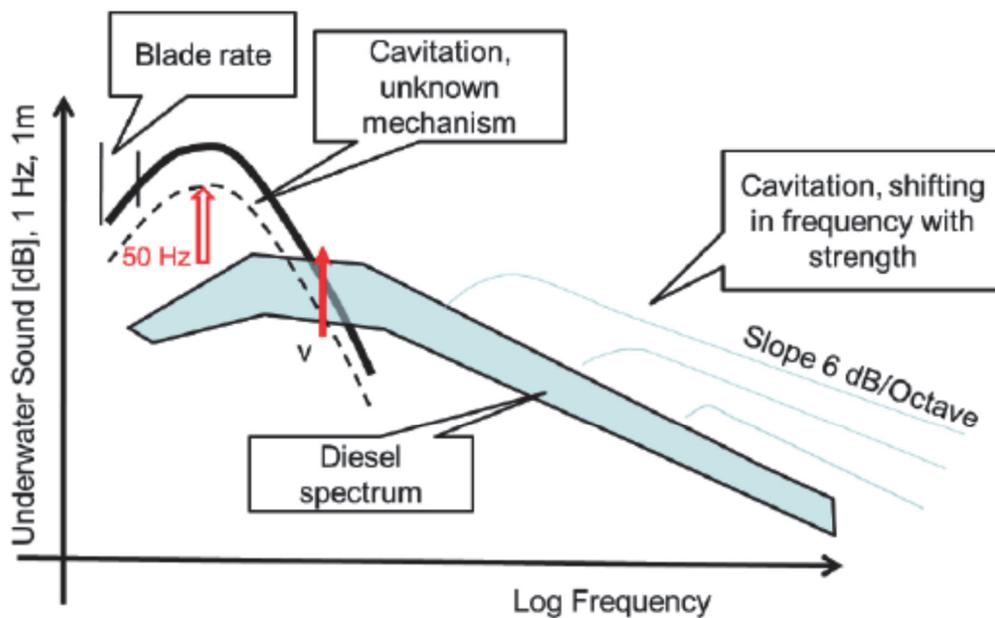


図 5.3.1 プロペラノイズ寄与の図 (DW- ShipConsult)

5.3.2 数値計算によるキャビテーションノイズの予測

プロペラとそのキャビテーションによって生じるノイズを予測する場合、キャビテーションの計算におけるモデル化において課題がある。なぜなら、キャビティの体積の適切な推定、キャビテーションに起因する圧力変動、キャビテーションによるスラストブレークダウン、キャビテーションの発生速度、キャビテーションによる侵食など多岐の現象をとらえる必要があるからである。次にあげる表 5.3.1 で、各計算手法とその特徴をまとめた。

表 5.3.1 キャビテーションノイズ予測の数値計算手法

計算手法	詳細	コメント	ベンダー・ソフトウェア	成熟度
<p>経験的手法</p> <p>例：チップ渦キャビテーション法</p>	<p>数値および実験データに基づく近似法。一般に、チップ渦キャビテーションは、キャビテーションとそれに続くシートキャビテーションによって発生するため、主要なノイズを生成すると考えられている。[1]、[2]</p>	<p>経験的方法では、モデルまたはフルスケールテストの結果に合わせてスケーリングする必要があり、使用するパラメータに関する詳細な知識が必要である。</p>	<p>DNV 等が使用</p>	<p>9</p>
<p>半経験的手法</p> <p>例：揚力面法、ポテンシャルフロー</p>	<p>プロペラブレードは、渦などの特異点が表面に分布する揚力面として解析され、ブレードの負荷/厚さの影響をモデル化する。[3][4][5]。この方法を実行するには、詳細なプロペラ形状と伴流分布を提供する必要があり、圧力分布計算を実行して、ブレード形状から揚力面を生成する。この結果からシートキャビテーションの発生領域を推測することができる。また、ブラウンの式[6]、[7]などの変換式を使用して、広帯域ノイズに変換も可能。</p>	<p>リフティングサーフェスなどの非圧縮性流れの方法では、境界層や渦などの粘性流の特徴を捉えることができず、キャビテーションを正確にモデリングすることが困難である。</p>	<p>PUF PROPCAV PROCAL SQCM</p>	<p>8</p>
<p>計算流体力学 (CFD)</p>	<p>プロペラ、およびその周りのキャビテーションは、CFD を使用してさまざまな方法で予測できる。[8]レイノルズ応力乱流モデルによるプロペラ回りの流れ解析 [9]、遷移に敏感な乱流モデルを使用したプロペラ境界遷移層の影響を解決した例[10]、商用の CFD ソルバーを用いた例がある。[11][12] また、高度な計算例として、Detached Eddy Simulations (DES) [13]や、Direct Navier-Stokes シミュレーション[14]のものもある。ただし、特にチップ渦キャビテーションを直接補足することが難しいため、ブラウンの式などを使用した揚力面法と同様のアプローチが必要である[15]。</p>	<p>RANS コード は、LES (ラージエディシミュレーション) コードよりも簡略化された方法で粘性流機能を考慮し、場合によっては精度が低くなるが、計算量は抑えることができる。全般的に高度に専門化された担当者以外は使用することが難しい。</p>	<p>OpenFoam FLUENT Star CCM+ CFX SC/Tetra scFLOW ReFresco</p>	<p>7</p>

参考文献

- [1] Ali, M. A., Peng, J., Qiu, W., and Bensow, R., 2015, "Prediction of Propeller Tip Vortex using Openfoam", Proceedings of the 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE 2017, Trondheim, Norway

- [2] Raestad, A., 1996, “Tip Vortex Index – an engineering approach to propeller noise prediction”, The Naval Architect, July 1996
- [3] Azantyr, J. A., 1977, “A Computer Program for Calculation of Cavitation Extent and Excitation Forces for A Propeller Operating in Non-Uniform Velocity Field”, International Shipbuilding Progress, Vol. 26, No.276
- [4] Kerwin, J. E., and Leel, C. S., 1978, “Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting Surface Theory”, Trans. SNAME, Vol.86
- [5] Azantyr, J. A., 1994, “A Method for Analysis of Cavitating Marine Propellers in Non-Uniform Flow”, International Shipbuilding Progress, Vol.41, No.427, p.223-242
- [6] Ekinici, S., Celik, F., and Guner, M., 2010, “A Practical Noise Prediction Method for Cavitating Marine Propellers,”
- [7] Brown, N. A., 1976, “Cavitation Noise Problems and Solutions” Proceedings of the International Symposium on Shipboard Acoustics
- [8] Ali, M. A., Peng, H., Qiu, W. and Bensow, R., 2015, “Prediction of Propeller Tip Vortex using Openfoam,” Proceedings of the 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE 2017, Trondheim, Norway
- [9] Rhee, H. S., and Joshi, S., 2005, “Computational validation for flow around a marine propeller using unstructured mesh based Navier-Stokes solver”. JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, Vol. 48, Issue. 5
- [10] Wang, X. and Walters, K., 2012, “Computational analysis of marine-propeller performance using transition-sensitive turbulence modelling”. Journal of fluids Engineering, ASME, Vol. 134, Issue. 7
- [11] Qiu, W., Peng, H., Ni, S., Liu, L. and Mintu, S., 2013, “RANS computation of propeller tip vortex”. International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 23, Issue. 1
- [12] Gaggeroa, G., Tania., G., Viviania, M. and Contib, F., 2014, “A study on the numerical prediction of propellers cavitating tip vortex”. Journal of Ocean Engineering, Vol. 92
- [13] Muscaria, R., Masciob, A. D. and Verziccoc, R., 2013, “Modeling of vortex dynamics in the wake of a marine propeller”. Computers & Fluids, Vol. 73
- [14] Hsiao, C. T., and Chahine, G. L., 2008, “Scaling of tip vortex cavitation inception for a marine open propeller”. 27th Symposium on Naval Hydrodynamics, Seoul Korea
- [15] Bosschers, J., 2018, “A Semi-Empirical Prediction Method for Broadband Hull-Pressure Fluctuations and Underwater Radiated Noise by Propeller Tip Vortex Cavitation”, Journal of Marine Science and Engineering

5.3.3 キャビテーションノイズにおける各計算手法の詳細

本節では、キャビテーションノイズ計算の各手法について説明するとともに、数値計算手法の比較対象となる実験ベンチマークに関しても併せて紹介する。3.3.1 および 3.3.2 については、下記参考文献より引用した。

ITTC 「Proceedings of 28th ITTC-VolumeII, The Specialist Committee on Hydrodynamic Noise」 2017 年。
<https://www.itc.info/media/7837/17-sc-hydrodynamic-noise-compressed.pdf>

5.3.3.1 ベンチマークテスト

数値計算の比較対象となる実験による水中騒音に関しては、以下のようなものが存在している。

(1) シドニーエクスプレスをういた船体圧力と騒音の測定

第16回ITTCキャビテーション委員会によって組織され、HSVA、Kamewa、Kryloffが参加した[1]。第17回ITTCでは、同じプロペラを使用して、HSVA、SSPA、Newcastle、Kamewa、NEYRTEC およびKryloffによって追加の騒音測定が行われ図5.3.2のような結果を得た[2]。

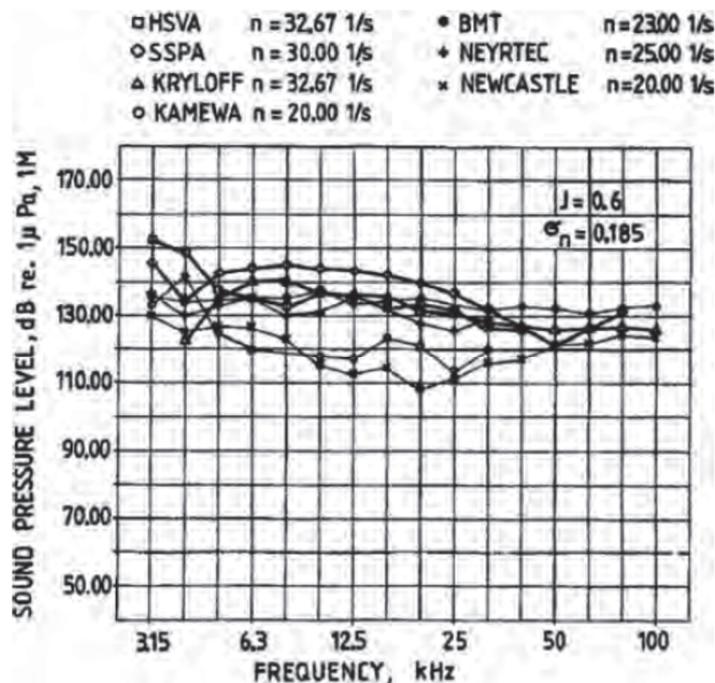


図 5.3.2 シドニーエクスプレスラージプロペラ(375mm)のノイズ計測結果[2]

さらに、第18回ITTCキャビテーション委員会は、シドニーエクスプレスのプロペラによる船尾変動圧力測定をより小さなモデルスケールで継続し、モデルテスト結果を実船と比較した[3]。

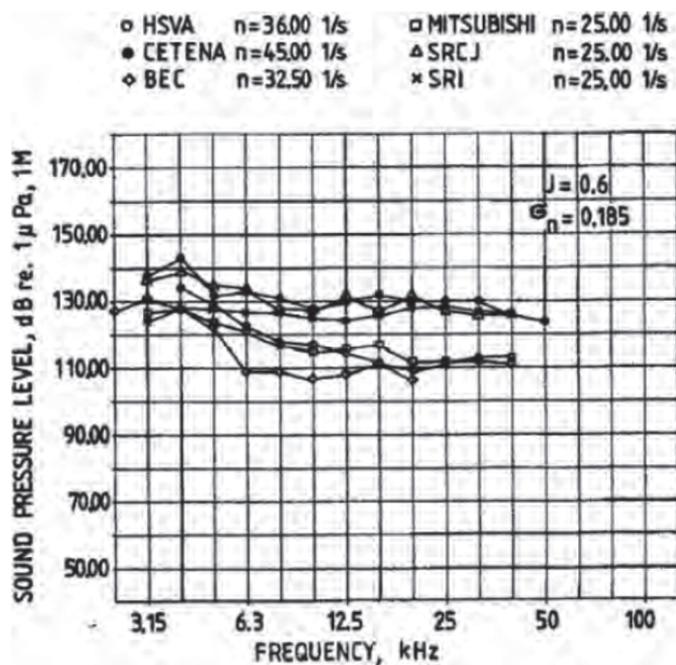


図 5.3.3 シドニーエクスプレスミディアムプロペラ(250mm)のノイズ計測結果[3]

(2) 青雲丸を用いた船体圧力と騒音の測定

検証目的でよく使用されるテストケースとして、1982年に日本で実施された、コンベンショナルプロペラ（CP）とハイスキュープロペラ（HSP I&II）を搭載した訓練船「青雲丸」が存在する。データセットにはブロードバンドノイズを含む船体圧力振動の測定(図 5.3.4)などがあり、測定はモデルと実船の両方で行われた[4][5]。なお、本計測結果に用いられた船体およびプロペラの形状は公開されている。

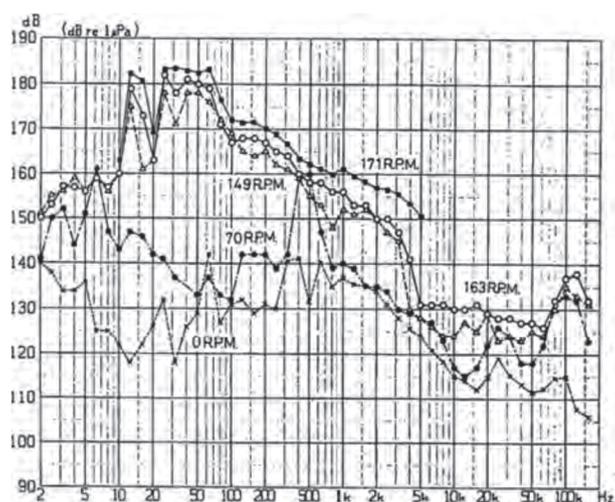


図 5.3.4 青雲丸実船におけるコンベンショナルプロペラ搭載時のノイズ計測[19]

(3) プリンセスロイヤルによるノイズ計測結果

New Castle 大学の調査船で小型カタマランのプリンセスロイヤルは、ワーゲンニンゲン B 翼型で 5 枚羽根のプロペラを持っており、SONIC プロジェクトにおいて広範なノイズデータがフルスケールで行われた[6][7][8]。

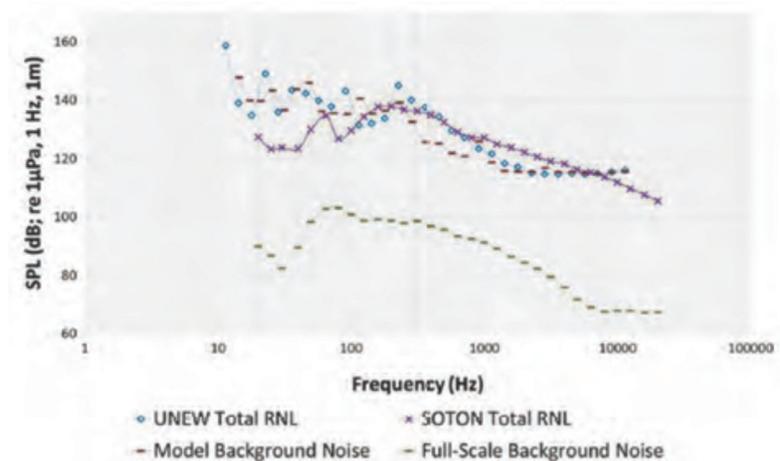


図 5.3.5 プリンセスロイヤルの実船水中騒音とモデルスケール結果との比較[8]

さらに、SONIC プロジェクトで使用されたものと同じプロペラを使用したラウンドロビンテストが Hydro Testing Forum (HTF) によって行われ、さまざまなテスト施設から得られた測定されたオープンウォーターにおける傾斜状態を含む水中放射騒音データが存在している[9]。なお、本船のプロペラ形

状については公開されているものの、船体形状は公開可否を検討中である。

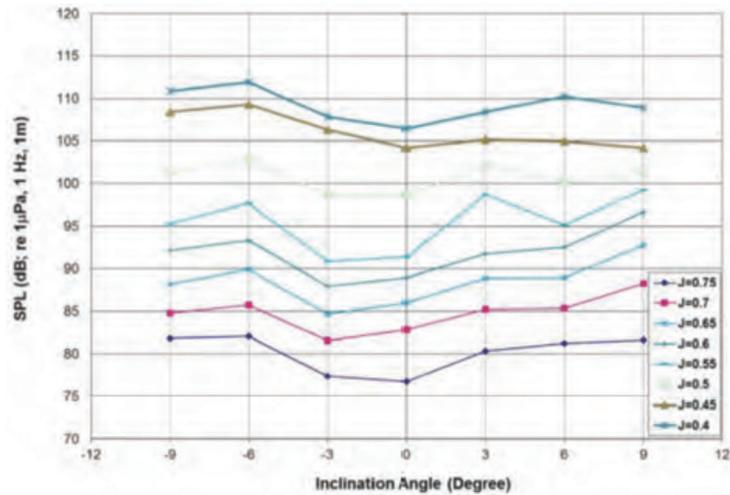


図 5.3.6 プリンセスロイヤのプロペラを用いた傾斜角度違いによる水中騒音の比較[9]

(4) M/T Olympus の騒音測定

オイル/ケミカルタンカーである M/T Olympus によってモデルスケール・フルスケールの水中騒音測定が EU の AQUO プロジェクトによって実施された[10][11]。ただし、本データ計測に用いられた船体およびプロペラの形状は公開されていない。

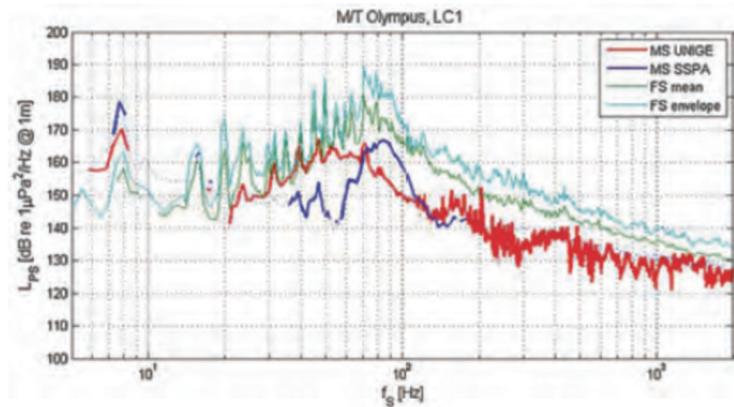


図 5.3.7 M/T Olympus における水中騒音の実船とモデルスケールの計測結果比較[11]

(5) SMP ワークショップによるプロペラキャビテーションの計測

船舶推進に関するシンポジウム SMP は、数値計算のベンチマークと検証のために 2 つのワークショップを開催した。SMP 2011 ではオープンウォーターにおける POT 計測とキャビテーショントンネルにおける均一流下でのプロペラキャビテーション計測を行い、SMP 2015 は、キャビテーショントンネルに設置されたシャフト傾斜角のあるプロペラにおけるプロペラキャビテーション計測を行った。検証データには圧力振動計測結果は含まれますが、水中騒音は含まれていない。[12]

(6) Lloyd's Register による CFD 用実船計測

Lloyd's Register により 2016 年 11 月に開催されたワークショップのために実船による計測が行われ

た。計測には実船推進性能計測及びプロペラキャビテーションの観察結果があるが、船尾変動圧力や水中騒音の計測結果は存在していない。

5.3.3.2 経験的手法と半経験的手法

キャビテーションノイズの予測には、理論的考察を伴う経験的または半経験的アプローチが多く議論されてきた。これらの方法は現象の限られた部分をモデル化することに予測を実現するが、他の詳細なアプローチと比較して必要な計算コストが少なく、特に初期設計段階で利用される。

非常に初期の予測のための最も単純化されたアプローチは、測定データへのカーブフィッティングに基づく完全な経験式を利用したものである。このアプローチの一例として、Wittekind[13]は、機械的および幾何学的パラメータを使用してノイズレベルを記述した。この研究では、プロペラや機械からのブロードバンドノイズを予測するために、ブロック係数や変位などの主要な船舶特性を使用する形の比較的単純な方程式が提案されている。

また他の手法として、理論的な考察に半経験的なものを加えたものがある。一般的にこれらの手法は2つのノイズ成分、トーンノイズとブロードバンドノイズ、について2つの異なる戦略を持っているものが多い。トーンノイズはブレード周波数とその高調波成分であり、主な原因はキャビテーションボリュームの変動であると想定されている。このプロペラのキャビテーションボリューム変動は、音のノイズ周波数の波長よりもはるかに小さいように見えるため、岡村ら[14]はこの要素を扱うためにモノポールモデルを使用し、キャビテーション体積の変化を得るために、レイリー-プレッセル方程式に基づく気泡追跡法とプロペラ揚力面法を利用した。

広帯域ノイズについては、Brown[39]によって半経験式に基づく1つのアプローチが提案されている。Brownは、プロペラ推力の測定データとプロペラディスクのキャビテーション面積を表すパラメータ A_c に基づいて、中域（約 100 Hz～10 kHz）の広帯域ノイズの上限を表す簡単な方程式を提案した。この研究に基づいて、方程式の適用または修正ものが提案された。例えば、岡村ら[14]は A_c を予測するために揚力面法（LSM）を適用した。LSMの適用はEkinciら[15]やTakinaciら[16]にもみられる。Takinaciらはチップボルテックスキャビテーションをインセプションスピードとして適用した改良型を示している。また、 A_c 予測の別例として吉村ら[17]によって示されたのが、スラスト荷重とキャビテーション数、そして A_c を関係づける経験的なチャートである Burrill チャートを調査船の初期設計に適用した例である。

広帯域ノイズの別のアプローチとして、Matusiak[18]は、シートキャビテーションからの気泡崩壊をモデル化する理論的な方法を提案した。Matusiakは、非定常シートキャビテーションの崩壊時に生成されるキャビテーション気泡の数と平均サイズをモデル化し、気泡ダイナミクスを使用してノイズレベルを計算した。上入佐ら[19]はこのアイデアを採用し、LSMやモデル試験の結果を使用してシートキャビテーションの動作を推定した。シートキャビテーションの後端部の厚さから、気泡数とその半径分布推定し、また予測精度を向上させるために、気泡流の圧縮性と減衰の効果も導入した。安藤ら[20]は上入佐らの手法に対して、LSMからRANS CFDの結果に置き換えた。また、Lafeberら[21]やVeikonheimoら[22]は、シートキャビテーションの推定と気泡振動方程式のノイズ予測にBEMを用いてBrownの方程式につなげた。

シートキャビテーション以外の騒音減として、山田ら[23]は先端渦キャビテーションからのものを研究した。山田らの研究では、LSMからの渦強度、および境界層計算からの渦コアサイズを使用して、先端渦の圧力プロファイルを推定している。Bosschers[24]は、半経験型の渦モデルおよびBEMからキャビティの大きさを求め、ノイズスペクトルのハンプ形状を予測した。このハンプの中心周波数とレ

ベルは、モデルスケールと実物大の実測データベースから構築された経験的モデルで記述された。この経験的モデルは、特にプロペラの直径、ブレードの数、キャビテーション数など関数表現されている。

また、BEM 法は、ランキンモデルのような簡略化された渦モデルを用いることで、先端渦キャビテーションの変動を予測することが可能である。金丸と安藤[25]は、チップボルテックスから放出される高次周波数変動の精度を向上させるために、プロペラ先端領域にスーパーキャビテーションモデルを含めて解析を行った。また、王ら[26]は、低次パネル法を用いて、チップボルテックスキャビテーションの初生予測を研究した。チップボルテックスキャビテーションの初生は、翼端渦領域での伴流パネルの循環を合計し、軸循環分布と粘性コア半径に基づいてバーガース渦モデルを解くことによって予測した。

船体とプロペラの相互作用をシミュレーションする場合、すべてを CFD で行うことはコストがかかるため、船体周りの CFD 解析の結果を BEM または他の予測メソッドへの入力として使用することも多い。Lafeber ら[36]や Firenze と Valdenazzi[27]はこのアプローチを使用している。

5.3.3.3 計算流体力学 (CFD) による手法

次に、CFD を用いたキャビテーションノイズ予測のいくつかの例について説明する。Hallander ら[28]はフルスケールで計測されたキャビテーションノイズと非定常 RANS と Permeable-FWH (以下、P-FWH) によって行われた数値予測結果を比較した。これらの計算では、このアプローチがブレード通過周波数におけるノイズを予測できるが、広帯域レベルは低く見積もってしまうことを明確に示していた。Kellett ら[29]は、同様の非定常 RANS ソルバーと P-FWH の組み合わせで、船から放出される水中のノイズの特徴を研究した。それによれば、水中騒音における自由表面の影響は、200Hz を超えると無視できることを示していた。Lloyd ら[30]は、この非定常 RANS+P-FWH の組み合わせについての有効性を調査した。その結果、P-FWH で正しく予測するにはしっかりと圧力に関して収束した解析結果が必要ということを示している。

Lidtkе ら[31]は、この非定常 RANS+P-FWH と Schnerr & Sauer キャビテーションモデルを用いてプロペラキャビテーションノイズを予測した。結果は、このアプローチは低周波数のノイズ発生メカニズムを再現できるものの、細かい気泡の運動や崩壊時の衝撃波を再現することは難しいことを示していた。

ただ、P-FWH の使用に関してはいくつか問題点が指摘されている。例えば、FWH 音源面の下流端側の処理の問題は、エンドキャップの問題として知られている。閉じた表面を使用すると、乱流の渦が下流端を通過することによって偽のノイズが生成されてしまう。そのため、下流端を閉じないことでこの偽のノイズを防ぐことはできるが、他方開いたことで別のエラーが生じる。なぜなら結果として必要な音源の一部が切り捨てられてしまい人工的な偽ノイズが生成されてしまうためである。このトピックに関しては Nitzkoskiri ら[32]や Mendez ら[33]が言及しているが、まだ解決策は提示されていない。

そこで、Hynninen ら[34]は、キャビテーショントンネル内におけるプロペラからの音の予測について解析を行った。その手法は非定常 RANS シミュレーションと有限要素法 (FEM) ベースの音響解析を使用して計算されており、その結果はブレード通過周波数とその高調波が音圧レベルに与える強い影響と、広い周波数範囲での騒音源である伴流場の役割を強く示していた。ただ、P-FWH による解析に対して優位な精度向上は示せておらず、より一層の手法確立が期待される。

また、ここまでに述べたように非定常 RANS 法による手法が多く行われているが、一方でブロードバンドノイズを予測するためには RANS そのものが時間平均を行ったモデリングを行っているため不適切であることがわかっている。ただ、実用的なアプリケーションの場合、LES は必要な計算能力が高すぎるため、LES と RANS を組み合わせた hybrid RANS-LES モデルの使用が行われてきている。

例えば藤山ら[35]は青雲丸のモデルスケール、およびフルスケールのキャビテーションノイズ予測解析を、hybrid モデルの一種である SST-SAS モデルを用いて行った。この結果によれば、シートキャビテーション、およびチップボルテックスキャビテーションを再現することにより、翼通過周波数とその高調波について非常によく音圧レベルを予測できた。また、ブロードバンドノイズについても、P-FWH との組み合わせによって非定常 RANS よりも再現性高く表現できたが、一方で既存の Brown の式以上の結果までは到達しなかった。

ブロードバンドノイズ予測の向上を目指す取り組みとして立川ら[36]は、気泡力学の方程式を CFD の解析結果により強く結びつける手法を取り入れた。具体的には、新しいキャビテーションモデルとして津田ら[37]によって提案された多重プロセスキャビテーションモデルを用い、その結果として出力されたキャビテーション気泡径と気泡数分布を富田と嶋[38]により導出された気泡力学の方程式に代入し、ブロードバンドノイズの高い精度による予測を行った。

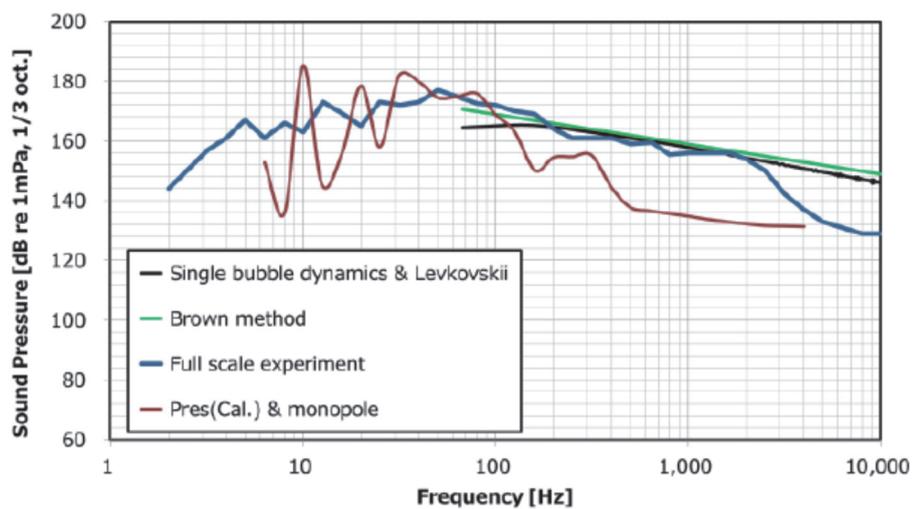


図 5.3.8 CFD と気泡力学を組み合わせた青雲丸実船水中騒音の予測結果 [36]

参考文献

- [1] ITTC 1981, “Report of Cavitation Committee”, 16th ITTC Conference, 31st August-9 September 1981, Leningrad, USSR.
- [2] ITTC 1984, “Report of Cavitation Committee”, 17th ITTC Conference, 8 ~ 15 September 1984, Goteborg, Sweden.
- [3] ITTC 1987, “Report of Cavitation Committee”, 18th ITTC Conference, 18~ 24 October, 1987, Kobe, Japan.
- [4] JSRA (Japan Ship Research Association), 1983, “Study on Propeller and Ship Stern for Reduction of Vibration and Noise”, The Re- port of No.183 Panel (SR183), No.358.
- [5] Ukon, Y, Kudo T., Yuasa, H. and Kamiirisa, H., 1991, “Measurement of Pressure Distribution on Full Scale Propellers with Reference to Full Scale Measurement”, Proc. of Propeller/Shafting 1991, SNAME, Virginia Beach.

- [6] Humphrey, V., Booker, A., Dambra, R. and Firenze E., 2015, ‘Variability of Underwater Radiated Ship Noise Measured using Two Hydrophone Arrays’, OCEANS 2015 Conference, Genova, Italy.
- [7] Lafeber, F.H. and Bosschers, J., 2016, ‘Validation of Computational and Experimental Prediction Methods for the Underwater Radiated Noise of a Small Research Vessel’.”, PRADS, Copenhagen, Denmark.
- [8] Aktas, B., Atlar, M., Turkmen, S. Shi, W., Sampson, R., Korkut, E. and Fitzsimmons, P. 2016, “Propeller Cavitation Noise Investigations of a Research Vessel Using Medium Size Cavitation Tunnel Tests and Full-Scale Trials”. *Ocean Engineering*, Vol. 120, pp. 122-135.
- [9] Aktas, B., Turkmen, S., Korkut, E., Fitzsimmons, P. and Atlar M. 2016b, “Systematic Cavitation Tunnel Tests of a Propeller in Uniform and Inclined Flow Conditions as Part of a Round Robin Test Campaign”. *Ocean Engineering*, Vol. 120, pp.136-151.
- [10] Hallander, J. and Johansson, T. 2015, “Underwater Radiated Noise Measurements on a Chemical Tanker-Comparison of Full-Scale and Model-Scale Results”, AMT’15, Istanbul, Turkey.
- [11] Tani, G., Viviani, M., Gaggero, T., Hallander J. and Johansson, T., 2015, “Evaluation of Methods to Measure Acoustic Transfer Functions in Cavitation Tunnels”, *Advanced Model Measurement Technology*, Istanbul, Turkey, 2015.
- [12] SVA, 2017, “Potsdam Propeller Test Case PPTC”,
<http://www.sva-potsdam.de/en/potsdam-propeller-test-case-pptc/>.
- [13] Wittekind D. K., 2014 “A Simple Model for the Underwater Noise Source Level of Ships”, *Journal of Ship Production and Design*, Vol. 30, No.1, pp. 1-8.
- [14] Okamura, N. and Asano, T., 1988, “Prediction of Propeller Cavitation Noise and Its Comparison with Full-Scale Measurements”, *Journal of Naval Architects of Japan*, Vol. 164, pp.19-33.
- [15] Ekinci, S., Celik, F. and Guner, M., 2010, “A Practical Noise Prediction Method for Cavitating Marine Propellers”, *Brodogradnja* Vol.61, pp.359-366.
- [16] Takinaci, A. C. and Taralp, T., 2013 “Prediction and Simulation of Broadband Propeller Noise”, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol.21, No.5, pp.538-544.
- [17] Yoshimura and Koyanagi, Y., 2004, “Design of a Small Fisheries Research Vessel with Low Level of Underwater-Radiated Noise”, *Journal of Marine Acoustic Society of Japan*, Vol.31, No.3, pp.11-19.
- [18] Matusiak, J., 1992 “Pressure and Noise Induced by a Cavitating Marine Screw Propeller”, VTT Publications 87.
- [19] Kamiirisa, H., Goto, H., 2005, “Development of Prediction Method for Ship Underwater Noise by Bubble Dynamics”, *Mitsui Zosen Technical Review* No.185, pp.38-44 (Japanese).
- [20] Ando, T., Kimura, K., Suyama, N. and Yamamoto, K., 2016, “Study on Cavitation and Noise Performance of Marine Propellers Using CFD Analysis”, *Proceedings of 18th Symposium on Cavitation* (Japanese).
- [21] Lafeber, F., Bosschers, J., van Wijngaarden, E., 2015, “Computational and Experimental Prediction of Propeller Cavitation Noise”, OCEANS 2015, 10 p.
- [22] Veikonheimo, T., Roivanen, J. and Huttunen, T., 2016. “Underwater Noise of an Azipod Propulsion Unit with Heavy Ice Class”, *Arctic Technology Conference*, OTC 27485.
- [23] Yamada, T., Sato, K., Kawakita, C. and Oshima, A., 2015, “Study on Prediction of Underwater Radiated Noise from Propeller Tip Vortex Cavitation”, *9th International Symposium on Cavitation (CAV2015)*.
- [24] Bosschers J., 2017, “A Semi-Empirical Method to Predict Broadband Hull Pressure Fluctuations and

- Underwater Radiated Noise by Cavitating Tip Vortices”, 5th International Symposium o Marine Propulsors (smp’17), Espoo, Finland.
- [25] Kanemaru, T. and Ando, J., 2015, “Numerical Analysis of Tip Cavitation on Marine Propeller with Wake Alignment Using a Simple Surface Panel Method “SQCM””, Fourth International Symposium on Marine Propulsors (smp’15).
- [26] Wang, Y., Abdel-Maksoud, M., Wang, K. and Song, B., 2016, “Prediction of Tip Vortex Cavitation Inception with Low-Order Panel Method”, *Ocean Engineering*, Vol. 125, pp.124-133.
- [27] Firenze, E. and Valdenazzi, F., 2015, “A Method to Predict Underwater Noise from Cavitating Propellers” OCEANS 2015.
- [28] Hallander, J., Da-Qing, L., Allenström, B., Valdenazzi, F. and Barras, C., 2012, “Predicting Underwater Radiated Noise due to a Cavitating Propeller in a Ship Wake”, 8th International Symposium on Cavitation CAV2012, Singapore.
- [29] Kellett, P., Turan, O. and Incecik, A., 2013, “A Study of Numerical Ship Underwater Noise Prediction”, *Ocean Engineering*, Vol. 66, pp 113-120.
- [30] Lloyd, T., Rijpkema, D. and Van Wijngaarden, E., 2015, “Marine Propeller Acoustic Modelling: Comparing CFD Results with an Acoustic Analogy Method ” Fourth International Symposium on Marine Propulsors smp’ 15, Austin, Texas.
- [31] Lidtke, A.K., Humphrey, V.F. and Turnock S.R., 2015, “Feasibility Study into a Computational Approach for Marine Propeller Noise and Cavitation Modelling” *Ocean Engineering* .
- [32] Nitzkorski, Z. and Mahesh, K., 2014, “A Dynamic End Cap Technique for Sound Computation using the Ffowcs Williams and Hawkings Equations”. *Physics of Fluids* 26(11).
- [33] Mendez, S., Shoeybi, M., Lele, S. K. and Moin, P., 2013, “On the uU of the Ffowcs Williams-Hawkings Equation to Predict Far-Field Jet Noise from Large-Eddy Simulations”, *International Journal of Aeroacoustics* 12(1).
- [34] Hynninen, A., Tanttari, J., Viitanen, V.M. and Sipilä, T., 2017, “On Predicting the Sound from a Cavitating Marine Propeller in a Tunnel”, Fifth International Symposium on Marine Propulsors, smp’17, Espoo, Finland.
- [35] Fujiyama K., and Nakashima Y., 2017, “Numerical Prediction of Acoustic Noise Level Induced by Cavitation on Ship Propeller at Behind-Hull Condition”, Fifth International Symposium on Marine Propulsors SMP’17, Espoo, Finland.
- [36] Tachikawa, T., Hasuike, N., and Fujiyama, K., 2019, “CFD simulation of propeller noise”, 22nd Numerical Towing Tank Symposium NuTTS 2019, Tomar, Portugal.
- [37] Tsuda, S. and Watanabe, S., 2015, “Application of Multi-Process Cavitation Model for Cavitating Flow in Cold Water and in Liquid Nitrogen around a Hydrofoil”, *Proc. ASME/JSME/KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conf.*, Paper No. AJKFluids2015-05532.
- [38] Tomita, Y. and Shima, A., 1977, “On the Behavior of a Spherical Bubble and the Impulse Pressure in a Viscous Compressible Liquid”, *Bulletin of the JSME*, Vol. 20, No. 149.
- [39] Brown, N. A., 1976, “Cavitation Noise Problems and Solutions” *Proceedings of the International Symposium on Shipboard Acoustics*.

5.4 水中騒音低減技術

船舶からの水中騒音に関する理解を深め、対策を開発するため、カナダ運輸省が、Vard Marine, Inc. (Fincantieri Company)に委託し、船舶からの水中騒音を低減・予測する手段を検討した報告書（Vard レポート）の作成を依頼した。Vard レポートは、船舶からの水中騒音（水中放射ノイズ）を低減・予測する方法について検討した結果を示すものである。本章では、この Vard レポートに記載されている水中騒音低減技術に追加する形で水中騒音低減技術の調査を行った。

本調査では、水中騒音低減対策を主に 5 つの分野に分類した。

- ① オペレーションによる水中騒音低減
- ② プロペラの水中騒音低減
- ③ 機関・構造上の処置による水中騒音の低減
- ④ 船体周り流れ制御による水中騒音低減
- ⑤ その他（最初の 4 つのカテゴリーが容易に適用できない場合）

水中騒音低減技術マトリックスでは、選択した 57 の技術を説明し、以下に示す 6 項目について 4.1 に示す定義にてそれぞれの技術を評価した。さらに、それぞれの技術に対する水中騒音低減効果が、どのようなデータに基づいて設定されているかを、「実船試験」、「水槽試験」、「数値計算」に分類し、関連する参考文献をそれぞれに記載した。水中騒音低減技術マトリックスの一覧を 4.2 に示す。

- ・ 船舶の設計と運航に対する利点と利点
- ・ 欠点と課題
- ・ 技術成熟度（TRL：Technology readiness levels）
- ・ 実施と運用のためのコストの影響
- ・ 異なる船型への適用性
- ・ 有効性；周波数範囲と騒音レベルの低減の観点から

5.4.1 水中騒音低減技術マトリックスの評価項目

メリット		デメリット	
CC	船員/乗客の快適性の向上	D	設計作業の増加
E	排出量の減少	E	排出量の増加
F	推進効率の向上	F	推進効率の低下
M	メンテナンス性の向上	M	メンテナンス性の低下
MA	操縦性の向上	MA	操縦性の低下
S	スペース需要の減少	S	スペース需要の増加
W	重量の減少	W	重量の増加
		P	煩雑
TRL：技術成熟度レベル			
1	基礎理論の着想段階	5	シミュレート及び実空間での実証
2	技術要素の適応、応用範囲の明確化	6	システムとしての技術成立性の確認
		7	
3	技術実証のデモンストレーション	8	システムの運用テスト、認証試験
4	ラボレベルでの実証	9	実運用

コスト			
範囲	予想されるコストの範囲	回収期間	初期投資を回収する期間
増減	増加 or 減少(%)		
適用船			
RF	レトロフィット	NB	新造船
船種の区分：下記の図を参照のこと(ただし、明記されている場合を除く)			
効果			
周波数の範囲	広帯域/狭帯域 (影響を受けると予測される周波数の範囲)		
水中騒音の低減	期待される水中騒音低減効果(dB) <ul style="list-style-type: none"> • Low (5 dB 未満), • Medium (5dB 以上～10 dB 未満), • High (10 dB 以上) 		

5.4.2 水中騒音低減技術マトリックス

5.4.2.1 水中騒音低減技術の概要

1.0 オペレーション
1.1.1 減速運航 [5][62]
<p>運航する速度を下げるによりプロペラ回転数が低下するため、発生するキャビテーションが抑制され、水中騒音が低減する。また減速運航することで主機出力を抑えることができ、燃料消費量の低減につながる。</p>
2.0 プロペラ
2.1 プロペラ/推進器の設計

<p>2.1.1 速力当たりのプロペラ回転数の低回転化 [1]</p> <p>速力当たりのプロペラ回転数を下げることで翼端での周速が減少する。そのため、プロペラ翼に入る流れが遅くなり、ピッチを小さくすることができ、荷重度を下げる事が可能となる。また低回転化により最適直径が大きくなり、推進効率が向上する。これは固定ピッチプロペラ(FPP)および可変ピッチプロペラ(CPP)の両方に適応が可能である。低回転化によりキャビテーション(主にチップボルテックスキャビテーション)の発生が抑制され、キャビテーションの初生速力が向上する。</p>
<p>2.1.2 プロペラの没水深度の増加 [2]</p> <p>プロペラにかかる静水圧はキャビテーションの発生量とキャビテーションの初生速力に影響を与える。プロペラが海面から遠いほどキャビテーションの発生量が少なくなり、キャビテーションが発生する初生船速が向上する。ただし実用的な設計上の制約が制限される場合がある。</p>
<p>2.1.3 ハイスキュープロペラ [3][4][5]</p> <p>一般的にスキュー角(後退角)が25°を超えているプロペラがハイスキュープロペラと呼ばれている。伴流中を作用するプロペラにおいて流れの遅い部分を通過するタイミングを半径方向に変化させることによりキャビテーションの発生量が抑制される。またキャビテーションの発生から消滅までの挙動が穏やかになり、船尾変動圧力が低減し、低周波域における水中騒音が低減する。</p>
<p>2.1.4 CLT(Contracted Loaded Tip)プロペラ [5][6][7]</p> <p>翼の先端から進行方向に対して後方に向けて翼端版を設けているプロペラ。翼端版はプロペラの先端で最大の荷重が許容されるように設計され、後方に伸びた翼端版を設けることでチップ渦の低減させることが可能となりキャビテーションの初生船速の向上が期待できる。</p>
<p>2.1.5 2重反転プロペラ [8]</p> <p>同一軸上前後に取り付けられた2基のプロペラを互いに逆方向に回転させて推力を得る装置で、前方のプロペラから発生する旋回流を後方のプロペラで回収しスラストに変換するため推進効率が向上する。2基のプロペラで荷重を分散するため、1基当たりのキャビテーションの発生量が減少する。また後方プロペラは前方プロペラによって均一化された伴流中で作用するため、前方プロペラよりもキャビテーションの発生量は減少する。</p>
<p>2.1.6 カペルプロペラ [5][10][11]</p> <p>翼の先端をバック面側(進行方向側)に局部的に曲げたプロペラ。翼の先端を局部的に曲げることでチップ渦を弱めることができ、キャビテーションの初生船速の向上が期待できる。また誘導抗力の低減により推進効率が向上する。</p>
<p>2.1.7 Propeller with Backward Tip Raked Fin [12]</p> <p>翼の先端をフェイス面側(後進方向側)に局部的に曲げたプロペラ。(カペルプロペラとは反対側に曲げられている)研究により推進効率の向上とキャビテーションの発生量が減少することが示されているが、このテーマに関する研究はほとんどない。</p>
<p>2.1.8 ポッド推進器 [9][13][14]</p> <p>ポッド推進器ではプロペラ前方におけるプロペラを駆動する構造物や付加物が無くせるため、伴流分布の均一化が図れるためにキャビテーションの発生量の低減とキャビテーション初生船速の向上が可能となる。しかしながらドライブ機構から発生するキャビテーションにより中～高周波の水中騒音が増加する可能性がある。3.1.5も参照のこと。</p>

<p>2.1.9 ウォータージェット [14][15][16]</p> <p>ウォータージェットに取り込んだ海水をノズルから噴射させ、その反動力を用いて推力を得る。その推力はポンプインペラ後面の昇圧の影響が大きいため、高速域においてキャビテーションの初生船速が向上する。</p>
<p>2.1.10 ポンプジェット推進機</p> <p>プレスワールステータ、プロペラ、ダクトが組み合わされており、主に潜水艦や魚雷に用いられる。</p>
<p>2.1.11 コンポジットプロペラ [66]</p> <p>プロペラの材料に複合材を用いることで高荷重状態においてプロペラが変形する。特に翼先端側が変形し荷重が減少することで、キャビテーションの発生量の低減や船尾振動の低減につながる。</p>
<p>2.2 伴流の改善</p>
<p>2.2.1 Pre-swirl stator [17][63]</p> <p>プロペラ前方のスタンチュープにステータを配置し、プロペラの回転方向とは逆向きの旋回流をプロペラに与えることでキャビテーションの発生量の低減とキャビテーションの初生船速が向上する。またプロペラ後方の回転エネルギーを回収することで推進効率が向上する。同様の製品にリアクションフィン、エコステータ、コンポジットステータなどがある。</p>
<p>2.2.2 Schneekluth Duct [18]</p> <p>プロペラの上半分の前方に楕円形のダクトを設けることで、プロペラに流入する上部の流れが加速され、伴流が均一化される。伴流が均一化されることで発生するキャビテーションが減少する。</p>
<p>2.2.3 Propeller Boss Cap Fins (PBCF) [20][21]</p> <p>プロペラキャップに取り付けられた小さなフィンによりプロペラ後方に発生するハブボルテックスキャビテーションの発生を抑制することが可能となり、水中騒音が低減し、キャビテーションの初生船速が向上する。また翼根付近の水流がフィンを回転方向に押すことで軸トルクが減少するため、推進効率が向上する。</p>
<p>2.2.4 ECO-Cap [64]</p> <p>繊維強化プラスチック(FRP)の小さなフィンがプロペラキャップに取り付けており、そのフィンの影響でプロペラキャップ後方の流れが拡散されるため、プロペラ後方に発生するハブボルテックスキャビテーションの発生を抑制することが可能となる。それに伴い水中騒音が低減し、キャビテーションの初生船速が向上する。またプロペラキャップ後方の負圧領域が減少することによるエネルギー損失も回収するため、推進効率が向上する。</p>
<p>2.2.5 Propeller Cap Turbines (PCT)</p> <p>水中翼型のフィンがプロペラキャップに取り付けられており、PBCFと同様にハブボルテックスキャビテーションの発生を抑制することが可能。それにより水中騒音が低減し、キャビテーションの初生船速が向上する。またプロペラ後流の損失エネルギーの回収により推進効率が向上する。</p>

<p>2.2.6 Grothues Spoilers [18]</p> <p>プロペラ前方の船体に取り付けられた小さなフィンによりビルジ渦が弱められ、プロペラ面内に入る流れが改善されることにより、キャビテーションの発生量が低減し、キャビテーション初生船速が向上する。また合わせて推進効率も向上する。</p>
<p>2.2.7 Mewis Duct [5][19][23]</p> <p>プロペラ前方のダクトの内部にステータが取り付けられており、ダクトの作用によるプロペラ面への流れの均一化とステータによる旋回流の回収により推進効率が向上する。同様のコンセプトの製品として Super Stream Duct (SSD)がある。</p>
<p>2.2.8 Neighbor Duct [65]</p> <p>プロペラ前方に設置される縦長、楕円形ダクトで、船体に沿う流れを利用してダクトが推力を発生することにより、推進効率が向上する。</p>
<p>2.2.9 Promas [24]</p> <p>プロペラ、プロペラキャップ、ラダーバルブ、舵を単一のシステムとして統合している。舵に取り付けられたラダーバルブへの流れを整流できるプロペラキャップ形状となっており、プロペラ後方に発生するハブボルテックスキャビテーションを抑制することが可能となる。それに伴い水中騒音が低減し、キャビテーションの初生船速が向上する。またプロペラキャップ後方のエネルギー損失を回収することにより推進効率が向上する。同様のコンセプトの製品として Ultimate Rudder Bulb(URB)や SURF BULB がある。</p>
<p>2.2.10 Costa Propulsion Bulb (CPB) [22][25]</p> <p>プロペラと舵が流線型でつながるように舵に Bulb を取り付けすることでプロペラ後方に発生するハブボルテックスキャビテーションを抑制することが可能となる。それに伴い水中騒音が低減し、キャビテーションの初生船速が向上する。またプロペラキャップ後方のエネルギー損失を回収することにより推進効率が向上する。</p>
<p>2.2.11 Twisted Rudder [22][26]</p> <p>プロペラ後方の流れに合わせた迎角が採用できるように舵がねじれるように設計されている。フェリーや艦艇など様々な船舶で使用されている。</p>
<p>2.2.12 1 軸船における非対称船型 [3][27]</p> <p>船体の後部を非対称性の船型にすることでプロペラに入る伴流分布を非対称性のある伴流分布にする。これによりキャビテーションの初生速度が若干向上する。</p>
<p>2.2.13 可変ピッチプロペラにおけるプロペラピッチと回転数の最適化 [58]</p> <p>可変ピッチプロペラ(CPP)の翼角調整とプロペラ回転数の設定を調整することにより、一定速度での運行時および加速中の両作動状態において、バック面側もしくはフェイス面側のキャビテーションが早期に発生することを抑制することが可能となる。</p>
<p>2.3 プロペラへの処置</p>
<p>2.3.1 製造プロセスの改善 [28]</p> <p>翼の製造公差を厳しくするとキャビテーションの発生量が抑制される可能性がある。</p>
<p>2.3.2 プレーリー [29]</p> <p>プロペラの前縁から空気を吹き出すことでキャビテーションによる騒音の伝播を防ぐ効果がある。艦艇用のプロペラで用いられる技術である。</p>

<p>2.3.3 プロペラ翼のメンテナンス [30]</p> <p>プロペラ翼の欠陥はキャビテーションの発生を助長する可能性があるため、プロペラ翼の研磨などの補修によりキャビテーションの発生量の低減やキャビテーションの初生船速が向上する可能性がある。</p>
<p>2.3.4 防汚コーティング [22] [31]</p> <p>プロペラの汚損を軽減する目的でプロペラ表面に適用されるコーティングで、水中騒音の低減効果に関する研究が行われている。</p>
<p>2.3.5 鳴音防止加工の施工 [32] [33]</p> <p>翼の後縁から発生するカルマン渦とプロペラの共振により鳴音が発生する。翼の後縁に鳴音防止加工を設けることでカルマン渦の発生が抑制され、鳴音の発生を抑制することが可能となる。</p>
<p>3.0 機関、構造</p>
<p>3.1 機関の選択</p>
<p>3.1.1 主機の選択</p> <p>主機の選択は船舶の機械騒音と騒音抑制方法に大きな影響を与える。現在、多くの一般商船において主機にはディーゼルエンジンが選択されるため、ここでは特に指定がない限りディーゼルエンジンを想定している。</p>
<p>3.1.2 (ディーゼル) 電気推進 [34]</p> <p>機械式のトランスミッションではなく電気式のトランスミッションを使用すると、マウントやエンクロージャーの使用からアクティブノイズキャンセレーションまで、多くの騒音低減手法が可能となる。電気式のトランスミッションは機械式のトランスミッションよりも伝達効率が悪く、導入コストが高いため、一般的にコストメリットよりも他の利点が大い場合に使用される。</p>
<p>3.1.3 ガス/蒸気 タービン [35]</p> <p>タービンは一般的にディーゼルエンジンよりも静かだが、燃費が悪く、導入コストも高い。現在、原子力船以外で建造されているタービン船はわずかであるが、多くの艦艇では高出力が要求されるためガスタービンが使用されている。</p>
<p>3.1.4 スターリングエンジン [36]</p> <p>外燃機関であるスターリングエンジンは、従来の内燃エンジンよりも騒音が低くなる。外部の熱源があれば作動させることができるため、様々な種類の燃料を使うことができる。負荷追従特性は比較的低いいため、出力を急激に変化させることは困難である。</p>
<p>3.1.5 アジマス推進器 [13] [14]</p> <p>アジマス推進器は、船内側に設置された電動機で駆動するタイプと船外側のポッド内に備えたモーターで駆動するタイプがある。いずれのタイプも、2.1.8 で述べたように、水中騒音低減のメリットがあるが前者のタイプにはギアノイズがあり、後者にはモーターノイズがある。</p>
<p>3.2 機関、構造上の処置</p>
<p>3.2.1 弾性支持装置 (マウント) [1] [37]</p> <p>弾性支持装置を設けることで主機、補助機械等からの振動エネルギーの伝達を防ぐ効果があるが、適切な装置の選択と取り付けが必要になる。また一般的に 2 ストロークディーゼルエンジンへの取付は現実的ではない。</p>

<p>3.2.2 浮床 [37]</p> <p>甲板上に弾性支持された疑似甲板を設け、疑似甲板上に機器を設置することにより甲板への振動伝搬を低減する。</p>
<p>3.2.3 2 段基礎システム [38]</p> <p>2 段基礎システムでは主機は下層のマウント介して船体梁で支えられているラフト(単純な鋼板や構造のような剛性版、コンクリートブロック)があり、そのラフトに取り付けられたマウントの上層に主機が配置される。主機から生じる振動エネルギーが弾性支持されているラフトを振動させることに消費されるため、船体へ伝わる振動が減少する。</p>
<p>3.2.4 音響エンクロージャー [1] [39]</p> <p>特定の機器を取り囲むように設計された構造で放射騒音を吸収することで船体へのエネルギーの空中伝達と船体からの騒音を低減する。通常では小型のディーゼルエンジンとガスタービンで使用される。</p>
<p>3.2.5 アクティブキャンセル [40]</p> <p>起振源から生じる振動とは逆移送の振動を起こすことで船体構造の振動を低減する。振動を測定するセンサー、アクチュエータ等の機器が必要となるため、導入コストが高くなる。</p>
<p>3.2.6 平歯車(スパーギア)/はすば歯車(ヘリカルギア) [41] [42]</p> <p>歯車の設計において歯数、ねじれ角、転位係数等を最適化することで歯のかみ合い率が向上し機械騒音が低減される。また歯車の製造において高品質な製造技術が求められる。</p>
<p>3.2.7 排気ガスの排出コントロール(2 ストロークディーゼルエンジン) [43]</p> <p>2 ストロークディーゼルエンジンにおいて、燃焼室から大気中に放出される排気ガスの速度を低下させることで、排気ガスの急激な膨張に伴って生じる騒音が低減する。</p>
<p>3.2.8 金属発泡体 [44]</p> <p>ディーゼルまたはバラスト水タンクのタンクで使用するために設計された多孔質材料で、吸音特性を持つため水中放射雑音の低減効果が期待される。</p>
<p>3.2.9 構造(船体、梁、床の厚板化)の強化 [1] [45]</p> <p>構造部材の厚みを増加させ、剛性を高めることで騒音の伝播が弱められ、水中騒音の低減につながる。また重量の増加についても騒音の伝搬の抑制につながる。</p>
<p>3.2.10 構造制振タイル [1] [45]</p> <p>船体構造に制振タイルを組み込むことにより振動エネルギーが吸収され、水中騒音の低減につながる。</p>
<p>3.2.11 音響非干渉化コーティング [46]</p> <p>ラバーフォームやポリエチレンフォームの層を船体外部に取り付け機関の振動エネルギーによる水中騒音を低減する。主に潜水艦に用いられる。</p>
<p>3.3 代替燃料の選択</p>
<p>3.3.1 燃料電池 Fuel Cell [47] [48] [49]</p> <p>電解質をはさんだ片方の電極に水素を送り、もう片方の電極に酸素を送ることで化学反応を起こし電気を生成する。燃焼系のエンジンと比べて非常に静かである。</p>

<p>3.3.2 バッテリー [50]</p> <p>陸上からの電力供給またはディーゼルエンジンに接続された発電機で作られた電力でバッテリーを充電し、その電力を用いて船舶を駆動する。ディーゼルエンジンの騒音と比べてバッテリー駆動の方が静かである。</p>
<p>4.0 流体力</p>
<p>4.1 船体の処理</p>
<p>4.1.1 船体表面のメンテナンス [51]</p> <p>船体表面のメンテナンスが不十分な場合、船体の汚損により船体抵抗が増加し、主機の負荷が増加する。船体表面のメンテナンスを定期的実施することで、主機負荷の増加および騒音の増加を防ぐことが可能である。</p>
<p>4.1.2 マスカー [29] [57]</p> <p>船体外板部に設けられた空気送出管(エミッタ管)の小孔から圧縮した空気を吹き出し、船体表面付近を気泡で覆うことで主機、補助機械等の振動や騒音、またプロペラのキャビテーションによる騒音を遮蔽する効果がある。</p>
<p>4.1.3 空気潤滑システム [59], [67]</p> <p>空気潤滑システム(ALS)は船底に空気を送り込み、気泡で船体を覆うことで摩擦抵抗を低減させることで推進効率が向上する。この技術はいくつかの造船所で導入実績がある。3.1.2 マスカーと同様の効果が得られる可能性がある。</p>
<p>4.2 船体/付加物 設計</p>
<p>4.2.1 高効率船型 [52]</p> <p>推進効率の高い船型では要求船速に達するのに必要とされる出力が低くなるため、主機および推進器に起因する水中騒音を低減することが可能である。</p>
<p>4.2.2 スターンフラップ/エッジ [53] [54]</p> <p>トランサムに取り付けられる付加物で船尾波を抑制することで船体抵抗が低減し、要求船速に達するのに必要とされる出力が低くなる。そのため主機および推進器に起因する水中騒音を低減することが可能である。</p>
<p>5.0 その他の騒音低減の技術</p>
<p>5.1 風力</p>
<p>5.1.1 帆帆 [22] [55]</p> <p>船首に取り付けられた帆で従来の推進機器に代わる推力を生み出すように設計されている。</p>
<p>5.1.2 フレットナー/マグナス ローター [22] [56]</p> <p>船上に垂直に立てられた回転筒(ローター)を備えており、ローターが風を受けている状態でローターを動力に回転させることで従来の推進機器に代わる推力を生み出すことができる。</p>
<p>5.1.3 従来型帆</p> <p>5.1.1 の帆帆や 5.1.2 のローターと同様に帆に風を受けることにより推力を生み出すため、機械およびプロペラに起因する水中騒音を低減させることが可能である。</p>
<p>5.1.4 陸上電力供給システム [60]</p> <p>港に停泊中の船舶に陸上から電源を供給することで船内発電機エンジンを停止させることが可能になるため、水中騒音が低減する。</p>

5.4.2.2 水中騒音低減技術マトリックス一覧

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%) / 範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
1.1 オペレーション										
1.1.1 減速運航	F		9		NB 1-4	All	High	[5]	[5]	
1.1.1.1 通常運行船速から11ノットまで減速したときの低減を表に示す。	E CC						Container 11.5dB Cruise vessels 10.5dB Vehicle carriers 9.3dB Tanker 6.1dB Bulk carrier 5.9dB	[62]		
2.0 プロペラ										
2.1 プロペラ/推進器の設計										
2.1.1 速力当たりのプロペラ回転数の低回転化	F CC	D	9	不明	NB 1-4	All	Low ~ medium (推進器による)	[1]	[1]	[1]
2.1.2 プロペラの没水深度の増加		D	9	不明	NB 1-2	不明	Low		[2]	
2.1.3 ハイスキュープロペラ	CC	D W	9	通常プロペラに対して10~15%増	RF/ NB 1-2	40~300	Medium (伴流分布による)	[3] [4] [5]	[3] [5]	[3] [5]
2.1.4 CLT (Contracted Loaded Tip) プロペラ	F CC	D	9	通常プロペラに対して20%増	RF/ NB 1-4	≤1000	Medium	[5] [6]	[5] [7]	[5] [6] [7]
2.1.5 2重反転プロペラ	F	D M P	9	高コスト	RF/ NB 1-2	40~300	Low ~ Medium	[8]		
2.1.6 カベルプロペラ	F	D	9	通常プロペラに対して20%増	RF/ NB 1-2	≤1000	Low	[5] [11]	[5]	[5] [10]

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%) / 範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
2.1.7 Propeller with Backward Tip Raked Fin	F	D	6 9	通常プロペラに対し コスト増	RF/ NB 1 - 2	不明	不明		[12]	[12]
2.1.8 ポット推進器	CC MA	D P F	9	出力に依存 通常の軸系よりも 25%コスト増	NB 1 - 4	不明	Low ~ Medium	[9] [14]	[13]	
2.1.9 ウォータージェット	F (高速域) 低吸水、高出力 高速船	F (低速域) M P W	9	従来のプロペラおよび 軸系よりもコスト増 設置費用も高い	NB 2 高速船 特殊船	All	High	[14] [15]		[16]
2.1.10 ポンプジェット推進機		M P W	7 (従来船)	従来のプロペラよりも コスト増	NB 2	All	High			
2.1.11 コンポジットプロペラ	CC W	D	6	不明	NB/RF 2, 3	All	Low		[66]	
2.2 伴流の改善										
2.2.1 Pre-swirl stator	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：24ヶ月	RF/ NB 4	All	Medium	[63]	[63]	[17] [63]
2.2.2 Schneekluth Duct	E- F	D	9	典型的な投資回収 期間：4ヶ月	RF/NB 1, 4	All	Low ~ Medium		[18]	
2.2.3 Propeller Boss Cap Fins(PBCF)	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：4~6ヶ月	RF/NB 1, 4	≥ 1000	Medium	[21]	[20]	[20]
2.2.4 ECO-Cap	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：4~6ヶ月	RF/NB 1, 4	≥ 1000	Medium	[64]	[64]	[64]

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%) / 範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
2.2.5 Propeller Cap Turbines (PCT):	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：4～6ヶ月	RF/NB 1, 4	≥ 1000	Medium			
2.2.6 Grothues Spoilers	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：1年以内	RF/NB 1, 4	不明	Low		[18]	
2.2.7 Mewis Duct	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：1年以内	RF/NB 1, 4	不明	Low ~ Medium	[5]	[19] [23]	
2.2.8 Neighbour Duct	E F	D	9	典型的な投資回収 期間：1年以内	RF/NB 1, 4	不明	Low ~ Medium		[65]	[65]
2.2.9 Promas	F E	D	9	典型的な投資回収 期間：2年以内	NB 1, 2, 4	≥1000	Low ~ Medium	[24]		
2.2.10 Costa Propulsion Bulb	F E	D	9	典型的な投資回収 期間：4～6ヶ月	NB/ RF 1, 2	不明	Low	[22] [25]		
2.2.11 Twisted Rudder	M F MA	D	9	典型的な投資回収 期間：4～15年	NB/ RF 1, 2	不明	Low	[22]		[26]
2.2.12 1軸船における 非対称船型	F	D	9	不明	NB 1, 4	不明	Low	[3] [27]	[3] [27]	[3] [27]
2.2.13 可変ピッチプロ ペラにおけるプロペラピッチ と回転数の最適化	F	D	8	わずかなコスト増 ソフトウェアの更新や センサの追加が必要	NB/RF All	All	Medium	[58]		
2.3 プロペラへの処置										
2.3.1 製造プロセスの改善	F	D	9	標準的な公差で製 造されたプロペラに対 して10%以上のコス ト増	NB/RF 1-4	不明	Low	[28]		

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%) / 範囲 回収期間	適用 レイトタイプ/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
2.3.2 ブローリー		D F M	9	\$ 20,000 ~ \$ 75,000	NB 1, 2	20 ~ 80 ≥500	Medium	[29]		
2.3.3 プロペラ翼のメンテナンス	F	M	9	不明	RF 1 - 4	All	Low	[30]		[30]
2.3.4 防汚コーティング	M		9	投資回収期間: 2年	NB/RF All	50 ~ 10000	Low	[22]		[31]
2.3.5 鳴音防止加工の施工			9		NB/RF 1 - 4	10 ~ 12000	High 鳴音による騒音が問 題になる場合	[32]		[33]
3.0 機関、構造										
3.1 機関の選択										
3.1.1 主機の選択										
3.1.2 (ディーゼル) 電気推進	MA (アジマスラ スタとの組み合わせ せにより) S W	F	9	適用条件により大き な差がある	NB 運航中に速度 を大幅に変更す る必要がある船 舶, 定点保持が 必要である船舶	ALL	High	[34]	[34]	[34]
3.1.3 ガス/蒸気タービン	S CC E (ディーゼルエン ジンに対して)	F D M P	9	ディーゼルエンジンに 対して非常に導入コ ストが増加	NB 1, 2	All	High	[35]		

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%)/範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
3.1.4 スターリングエンジン	F E(複数の燃料) M	W S	6	導入コスト増	NB	不明	Medium [36]	[36]		
3.1.5 アジマス推進器	F (従来の電気推進 器に対して) MA W CC	F (従来のディーゼル エンジンに対して)	9	出力に依存 通常の軸系よりも 25%コスト増	NB 1, 2, 3	不明	不明 [14]	[14]	[13]	
3.2 機関、構造上の処置										
3.2.1 弾性支持装置(マウン ト)	CC	S W	9	20 - 2000\$ /マウ ント1個 エンジンが大きい場 合、多数のマウントの 設置が必要になりコ ストが増加	NB/ RF 2, 3	All	High (主に高周波域)	[1]	[37]	[37]
3.2.2 浮床	CC	S W	9	不明	NB/ RF All	All	Low(主に船内騒音 に対して)		[37]	[37]
3.2.3 2 段防振システム	CC	W D S	9	設置機器の導入コ ストの10%以上が 必要になる可能性が ある	NB/ RF 2, 3	All	High, (高周波数域)			[38]

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%)/範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
3.2.4 音響エンコーダー	CC	S D	9	設置機器の導入コ ストの10%以上が 必要になる可能性が ある	RF/ NB 2, 3 静粛性が求めら れる艦艇や調 査船	125 ~ 500	High	[1] [39]	[39]	[39]
3.2.5 アクティブキャンセル	CC	S D	6	導入コスト増	NB	特定の周波数 域において効 果的	High (特定の周波数域)	[40]	[40]	
3.2.6 平歯車(スパーギア)/は ずば歯車(ヘリカルギア)	F M	D	9	製造コスト増 (艦艇仕様では2倍 になる可能性あり)	NB	ギアが噛み合 う周波数で効 果的	Medium ~ High		[42]	[41] [42]
3.2.7 排気ガスの排出 コントロール(2 ストローク ディーゼルエンジン)	F	D	3	不明	NB 1, 4	不明	Low	[43]		
3.2.8 金属発泡体	CC	N/A	6	不明	不明	不明	不明 (効果があると 主張されている)			[44]
3.2.9 構造(船体、梁、床の 厚板化)の強化	CC	D S W F	9	不明	NB 2, 3	10 ~ 1000	Medium	[1] [45]	[45]	[45]
3.2.10 構造制振タイル	CC	W D	9	\$50 - 150/ m ²	NB/RF 2, 3	≦ 200	High(広範囲に適 用する場合に高周波 域において)	[1] [45]	[45]	[45]

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%)/範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
3.2.1.1 音響非干渉化コーテ ィング	F	M (コーティング用素 材と船体の間の腐 食の制御が困難)	7	\$250~ \$1000/m ² 上記に加えて設計 費および設置費用	NB/RF 2, 3	≥800 100 ~ 800	不明 高周波域で効果が あると主張されている	[46]	[46]	[46]
3.3 代替燃料の選択										
3.3.1 燃料電池 Fuel Cell	CC E W F	D P S	7	導入コスト増 燃料コスト増	NB	All	High	[47] [48] [49]		
3.3.2 バッテリー	E F	S W	9	導入コスト増	NB/RF 2, 3 近距離での運 航に適用可能	All	High	[50]		
4.0 流体力										
4.1 船体の処理										
4.1.1 船体表面のメンテナンス	F E	M	9	船体の表面を研磨 するコストは船の大き さによる	RF All	All	Low	[51]		
4.1.2 マスキ-	F	M D	7 (一般商 船)	\$ 20,000 ~ \$ 75,000 + 投資回収期間: 4 ~ 15 年[22]	NB 1, 2, 3	20~80 ≥ 500	High	[29] [57]		
4.1.3 空気潤滑システム	F	D M	8	3.1.2と同様	NB 1, 2		High	[67]	[57] [67]	[59] [67]
4.2 船体/付加物 設計										

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%) / 範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
4.2.1 高効率船型	F	D	9	不明	NB All	All	アプリケーションに依 存	[52]		
4.2.2 スターンアラブ/エッジ	F E	D	9	不明	NB/ RF 1, 2	All	Low	[53] [54]	[53]	
5.0 その他の騒音低減の技術										
5.1 風力										
5.1.1 帆船	F E	D	8	投資回収期間: 15年以上[22]	NB/ RF 1, 4 小型フェリーなど の近距離での運 航や定期運航 には適さない	All	Medium ~ High 主推進器と速力に依 存	[22] [55]		[55]
5.1.2 フレットナー/ マグナス ローター	F	D S P	8	投資回収期間: 15年以上[22]	NB/ RF 1, 4 小型フェリーなど の近距離での運 航や定期運航 には適さない	All	Medium ~ High 主推進器と速力に依 存	[22] [56]		
5.1.3 従来型帆	F	D S P	9	船種と設置方法に 依存	NB 3, 4 小型フェリーなど の近距離での運 航や定期運航 には適さない	All	Medium ~ High 主推進器と速力に依 存			

	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%)/範囲 回収期間	適用 レトロフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
5.1.4 陸上電力供給システム	E F M	S W	9	\$1.5 m (1 停泊所) \$400k (1 隻)	NB/RF 1 標準の停泊所 を備えた小型船 舶	<1000	Medium	[60]		

参考文献

- [1] C. Audoly and C. Rousset, “Assessment of the solutions to reduce underwater radiated noise,” Achieve Quieter oceans by shipping noise footprint reduction, WP: Practical Guidelines Task T5.3, Revision 1, September 2015.
- [2] H. S. Han, K. H. Lee and S. H. Park, “Evaluation of the cavitation Inception Speed of the Ship Propeller using Acceleration on its Adjacent Structure,” Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30, Issue. 12, December 2016.
- [3] J.P. Breslin and P. Andersen, “Hydrodynamics of Ship Propellers,” Cambridge Ocean Technology Series, ISBN 0 521 41360, 1994.
- [4] N. O. Hammer and R. F. McGinn, “Highly Skewed Propellers - Full Scale Vibration Test Results and Economic Considerations,” The Ship Vibration Symposium, Arlington, October 1978
- [5] Renilson Marine Consulting Pty Ltd, “Reducing Underwater Noise Pollution From Large Commercial Vessels” The International Fund for Animal Welfare, March 2009.
- [6] Perez Gomez, G. and Gonzalez Adalid, J, “Tip Loaded Propellers (CLT). Justification of their advantages over high skewed propellers using the New Momentum Theory,”. International Shipbuilding Progress, 1995.
- [7] S. Gaggero, M. Viviani, D. Villa, D. Bertetta, C. Vaccaro, and S. Brizzolara, “ Numerical and Experiment Analysis of a CLT Propeller Cavitation Behavior,” Proceedings of the 8th International Symposium on Cavitation, CAV2012, Abstract. 84, Singapore, August 2012.
- [8] A Hoorn, P.C. Van Kluijven, L. Kwakernaak, F. Zoetmulder, M. Ruigrok and K. de Bondt, “Contra-rotating propellers,” Rotterdam Mainport University of Applied Science RMU.
- [9] F. Mewis, “Pod drives – pros and cons,” Hansa, 138/8, 2001.
- [10] P. Anderson, S.V. Andersen, L. Bodger, J. Friesch and J.J Kappel, “Cavitation Considerations in the Design of Kappel Propellers,” Proceedings of NCT’50 International Conference on Propeller Cavitation, University of Newcastle, April 2000.
- [11] W. Laursen, “Advanced Propeller Designs Suit Slow Revving Engines, “The Motor Ship Insight for Marine Technology Professionals, August 2012.
- [12] Y. Inukai, “A Development of a Propeller with Backward Tip Raked Fin,” Third International Symposium on Marine Propulsion, Tasmania, Australia, May 2013.
- [13] F. Mewis, “The Efficiency of Pod Propulsion,” 22nd International Conference Hadmar 2001, Varna, Bulgaria, October 2001.
- [14] B. L. Southall and A. Scholik-Scholmer, “Potential Application of Vessel-Quieting Technology on Large Commercial Vessels,” Final Report of the National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA) International Symposium, May 2007.
- [15] A.B Rudd, M.F Richlen, A.K. Stimpert and W.W.L. Au, “Underwater Sound Measurements of a High Speed Jet-Propelled Marine Craft: Implications for Large Whales,” Pacific Science, Vol. 69, No. 2, October 2014
- [16] R. Parchen, “Noise Production of Ship’s Propellers and Waterjet Installations at Non-Cavitating Conditions,” Acoustics Division/ Flow Acoustics.
- [17] G. Zandervan, J. Holtrop, J. Windt and T.V. Terwisga, “On the Design and Analysis of Pre-Swirl Stators for Single and Twin Screw ships,” Second International Symposium on Marine Propulsors, Hamburg, Germany, June 2011.

- [18] F. Mewis and U. Hollenbach, "Special measures for Improving Propeller Efficiency," HSVA NewsWave the Hamburg Ship Model Basin Newsletter, January 2006.
- [19] R. A. Topphol, "The Efficiency of a Mewis Duct in Waves," Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology. June 2013.
- [20] C. Hao-peng, M. Cheng, C. Ke, Q. Zheng-fang and Y. Chen-jun, "An Integrative Design Method of Propeller and PBCF (Propeller Boss Cap Fins)," Third International Symposium on Marine Propulsion, Tasmania, Australia, May 2013.
- [21] H. R. Hansen, T. Dinham-Peren and T. Nojiri, "Model and Full Scale Evaluation of a Propeller Boss Cap Fin Device Fitted to an Aframax Tanker," Second International Symposium on Marine Propulsors, Hamburg, Germany, June 2011.
- [22] R. Winkel, A. Van Den Bos and U. Weddige, "Study on Energy Efficiency Technologies for Ships," ECOFYS, Netherlands, June 2015.
- [23] R. A. Topphol, "The Efficiency of a Mewis Duct in Waves," Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology. June 2013.
- [24] "Promas," Rolls- Royce <https://www.rolls-royce.com/products-and-services/marine/product-finder/propulsion-systems/propulsion-and-manoeuving-system/promas-propulsion-and-manoeuving-system.aspx#/>
- [25] J.T. Ligtelijn, "Advantages of different propellers for minimizing noise generation," Proceedings of the 3rd International Ship Noise and Vibration Conference, London, UK, September 2007.
- [26] C. Liu, J. Wang and D. Wan, "The Numerical Investigation on Hydrodynamic Performance of Twisted Rudder during Self-Propulsion," State Key Laboratory of Ocean Engineering, School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai China.
- [27] H. Scheekluth, "Ship Design for Efficiency and Economy," Butterworth & Co, ISBN 0-408-02790-9, 1987.
- [28] C. M. Plumb and A. M. Kendrick, "Surface Ship Noise Reduction," Journal of Naval Engineering, Vol. 26, No. 3.
- [29] "Ship's Silencing Program," Information sheet: 9.7, Surface Officer Warfare school.
- [30] R.L. TOWNSIN, D.S. SPENCER, M. MOSAAD and G. PATIENCE, "Rough propeller penalties," Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1985.
- [31] 40. R. MUTTON, M. ATLAR, M. DOWNIE and C. ANDERSON, "The effect of foul release coating on propeller noise and cavitation," Proceedings of the International Conference on Advanced Marine Materials and Coatings, Royal Institution of Naval Architects, 2006.
- [32] J. Carlton, Marine Propellers and Propulsion, 2nd ed. Available: ebooks
- [33] HydroComp, "Singing Propellers," A HydroComp Technical Report, Report 138, July 2015.
- [34] J. Spence, R. Fischer and M. Bathirian, "Review of Existing and Future Potential Treatments for Reducing Underwater Sound from Oil and Gas Industry Activities" 2007.
- [35] V. Mrzlijak and T. Mrakovčić "Comparison of COGES and Diesel-Electric Ship Propulsion Systems," ISSN 0554-6397.
- [36] 'Advantages and Disadvantages of the Stirling Engine', 2018. [Online]. Available: <https://en.demotor.net/stirling-engine/advantages-disadvantages>. [Accessed: 1- October- 2018}.

- [37] A. Nilsson, L. Kari, L. Feng and U. Carlsson, "Resilient Mounting of Engines," MWL, Department of Vehicle Engineering, KTH, 10044, Stockholm, Sweden.
- [38] A. L. Tappu, A. K. Sen and M. M. Lele, "Design Sensitivity Analysis of Raft foundation for Marine Engines and Machinery in Warships" *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, Vol. 3, Issue. 1, 2013.
- [39] Christian Audoly and Enrico Rizzuto "Mitigation measures for controlling the ship underwater radiated noise, in the scope of AQUO Project" *OCEANS*, Genoa, May 2015.
- [40] T. Basten and A. Berkhoff "Active Vibration Control for Underwater Signature Reduction of a Navy Ship" 17th International Congress on Sound and Vibration, Cairo 2010.
- [41] P. Maior, "Numerical Research in Kisssoft for Noise Reduction in Spur Gears Transmissions," *Science Bulletin of the University of Târgu Mureş*, Vol. 8, no. 2, 2011. (2-MREF-1)
- [42] B. R. Höhn, "Improvements on Noise Reduction and Efficiency of Gears," *Meccanica*, Vol. 45, Issue. 3, June 2010.
- [43] Vigneshraj C T, Rajesh Kannan K and Vivek C, "Noise Reduction in Two Stroke Engine by Controlling the velocity of Exhaust Gas," *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, Vol. 9, Issue 4, p. 507-512, August 2016.
- [44] J. García-Pelezá, J. Manuel Rego-Junco, and L. Sánchez-Ricart, "Reduction of Underwater Noise Radiated by Ships: Design of Metallic Foams for Diesel Tanks," *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, Vol. 43, No. 2, April 2018
- [45] R. Salinas and A. Moreno, "Assessment of the solutions to reduce underwater radiated noise," *Achieve Quieter oceans by shipping noise footprint reduction*, WP: Practical Guidelines Task T5.3, Revision 1, September 2015.
- [46] C. Audoly, Acoustic characterisation of anechoic or decoupling coatings taking into account the supporting hull. RINA warship conference. Naval submarines and UUV, Bath, UK, 29-30 June 2011.
- [47] M. Krcum, L. Žižić and A. Gudelj, "Marine Applications for Fuel Cell Technology," University of Split, Faculty of Maritime Studies, Split, Croatia
- [48] C. Bourne, T. Nietsch, D. Griffiths and J. Morley, "Application of Fuel Cells in Surface Ships," *ESTU F/03/00207/00/00*, 2001.
- [49] L. Van Biert, M. Godjevac, K. Visser and P. V. Aravind, "A Review of Fuel Cells for Maritime Applications," *Journal of Power Sources*, Vol. 327, P. 345 – 364, 2016.
- [50] P. Dvorak, "New Battery Technology Encourages Large Hybrid Ships," *Wind Power Engineering & Development*, August, 2017.
- [51] 'Evaluation of the Scientific Evidence to Inform the Probability of Effectiveness of Mitigation Measures in Reducing Shipping-Related Noise Levels Received by Southern Resident Killer Whales,' *Canadian Science Advisory Secretariat, Science Advisory Report 2017/041*, September 2017.
- [52] R. Leaper, M. Renilson and C. Ryan "Reducing Underwater Noise from Large Commercial Ships: Current Status and Future Directions" *Journal of Ocean Technology* Vol 9, April 2014
- [53] D. Cumming, R. Pallard, E. Thornhill, D. Hally and M. Dervin, "Hydrodynamic Design of a Stern Flap Appendage for the Halifax Class Frigates," *MARI-TECH 2006*, Halifax, NS, June 2006.
- [54] D. S. Cusanelli, "Hydrodynamic and Supportive Structure for Gated Ship Sterns – Amphibious Ship Stern

- Flap, “11th International Conference on Fast Sea Transportation FAST 2011, Honolulu, Hawaii, September 2011.
- [55] P.C. Shukla and K. Ghosh, “Revival of the Modern Wing Sails for the Propulsion of Commercial Ships,” International Journal of Mathematical, Computational, Physical, Electrical and Computer Engineering, Vol. 3, No. 3, 2009.
- [56] T. Suominen, “Rotor pilot project on M/S Estraden of Bore fleet,” Bachelor of Marine Technology, Satakunta University of Applied Sciences, Finland, Pori, 2015.
- [57] H. Neatby “Propeller Noise and Mitigation” DRDC presentation to CISMART, Halifax, November 2018.
- [58] A. Vrijdag et. al. “Control of Propeller Cavitation in Operational Conditions” Journal of Marine Engineering and Technology, December 2014.
- [59] M. Kawabuchi, C. Kawakita and S. Takano “CFD Predictions of Bubbly Flow around an Energy Saving Ship with Mitsubishi Air Lubrication System” MHI Technical Review Vol 48 No. 1, March 2011.
- [60] M. Sisson et. al. “The economics of Cold Ironing” Port Technology, edition 40.
- [61] S. Sindagi, R. Vijayakumar and B. Saxena “Frictional drag Reduction: Review and Numerical Investigation of Microbubble Drag Reduction in a Channel Flow” International Journal of Marine Engineering, April 2018.
- [62] A.O. MacGillivray, Zizheng Li and David E. Hannay “Slowing deep-sea commercial vessels reduces underwater radiated noise”, July 2019.
- [63] C. Kawakita, R. Takashima, K. Sato “CFD on Cavitation around Marine Propellers with Energy-Saving Devices”, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 49 No. 1, March 2012.
- [64] K. Katayama, Y. Okada, A. Okazaki “Optimization of the Propeller with ECO-Cap by CFD”, Fourth International Symposium on Marine Propulsors, 2015.
- [65] K. Katayama, Y. Okada, Y. Ichinose and R. Fukasawa “Propulsion Performance Optimization of “Neighbour Duct” by CFD”, VII International Conference on Computational Methods in Marine Engineering, 2017.
- [66] C. Kawakita “An Experimental Study on Hydrodynamic Performance of Flexible Composite Model Propellers”, Sixth International Symposium on Marine Propulsors, 2019.
- [67] C. Kawakita “A Hydrodynamic Design Method of Ship Applying the Air Lubrication System”, 28th International Ocean and Polar Engineering Conference, 2018.

5.5 2014年IMO水中騒音低減のためのガイドラインの概要

2014年にIMOにて策定された下記の非強制ガイドライン「商船からの水中騒音低減のためのガイドライン」の概要をまとめた。

- ・ GUIDELINES FOR THE REDUCTION OF UNDERWATER NOISE FROM COMMERCIAL SHIPPING TO ADDRESS ADVERSE IMPACTS ON MARINE LIFE, MEPC.1/Circ833, 7April 2014.

IMOガイドライン中で参照されている下記のISOの「船舶からの水中騒音計測法」を参考にした。

- ・ ISO 17208-1, Underwater acoustics — Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships — Part 1: Requirements for precision measurements in deep water used for comparison purposes, 2016.
- ・ ISO 17208-2, Underwater acoustics — Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships — Part 2: Determination of source levels from deep water measurements, 2019.

以下に、IMOガイドラインの概要をガイドラインの章ごとに示す。

1章 前文

- ・ 国際社会は、商業船舶からの水中放射ノイズが海洋生物、特に海洋哺乳類に短期的及び長期的に悪影響を及ぼす可能性があることを認識している。
- ・ 放射ノイズを低減するための戦略は、船内騒音の低減やエネルギー効率の改善など他の目的を達成するための対策との相互作用や貢献を考慮しなければならない。
- ・ 合理的かつ実用的な範囲で、船舶騒音低減努力の成否を判断し、今後の騒音低減活動の指針となるように評価を行わなければならない。このような評価には、放射ノイズ測定、シミュレーション、その他のデータ収集の方法が含まれる。

2章 適用

- ・ 本ガイドラインは、あらゆる商業船舶に適用可能。艦艇やソナーあるいは地震探鉱は適用外。

3章 目的

- ・ これらの非強制ガイドラインは、設計者、造船業者、及び船舶運航者に水中騒音の低減に関する一般的なアドバイスを提供することを目的としている。それらは、強制的な文書の基礎を形成することを意図していない。
- ・ 本ガイドラインは水中騒音の主な発生源に焦点を当てている。これらは、プロペラ、船体形状、船内機械、及び運航面に関連している。水中騒音の多くはプロペラのキャビテーションによって引き起こされるが、船上機械や運航も関連している。最適な水中騒音低減戦略は、すべての関連する騒音源を考慮しなければならない。
- ・ 本ガイドラインは、商業海運業界のほとんどのセクターに関連する可能性のある一般的な技術と対策を考慮している。設計者、造船者、船舶運航者は、このガイドラインに含まれていない技術や運用上の対策も考慮することが奨励されている。

4章 定義

- ・ キャビテーション初生速度

- ・ プロペラキャビテーション
- ・ 水中騒音あるいは水中放射騒音レベル

5章 水中騒音レベルの予測

- ・ 水中騒音計算モデルは、新造船及び既存船の両方において、設計や運航行動の特定の変更に對してどのような削減が可能かを理解する上で有用であると考えられる。このようなモデルは、船上の騒音源、船内の騒音伝達経路を分析し、予測される総騒音レベルを推定するために使用することができる。この分析は、船主、造船業者、設計者が、予測される運航条件を考慮に入れて、特定の用途で考慮すべき騒音対策を特定するのに役立つ。このような対策には、機械や機器の防振マウント（例：弾力マウント）、ダイナミックバランシング、構造的減衰、吸音・断熱、船体付加物、低騒音プロペラ設計などが含まれる。
- ・ 水中騒音の低減に役立つ計算モデルには以下のものがある。
 - 伴流予測： 計算流体力学（CFD）
 - キャビテーション予測： 揚力面法やCFDなどのプロペラ解析手法
 - 機械からの高周波伝達騒音や振動レベルの推定： 統計的エネルギー解析（SEA）
 - プロペラや機械の加振による圧力変動によって励起される船舶構造物の低周波騒音・振動レベルの推定： 有限要素法(FEA)及び境界要素法(BEM)
- ・ 様々な運航条件でのケーススタディで予測能力が評価されれば、計算モデルの価値が高まる。

6章 基準と参考文献

- ・ 水中騒音は、有意義な改善のために客観的な基準で測定する必要がある。
 - (ISO/PAS) 17208-1 - Acoustics – Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships – Part 1: General requirements for measurements in deep water : 計測海域は、水深が 150m または船の全長の 1.5 倍以上のいずれか大きい方でなければならない。
 - ISO/DIS 16554 - Ship and marine technology - Measurement and reporting of underwater sound radiated from merchant ship - deep-water measurement

7章 設計上の考慮事項

- ・ 水中騒音を低減するための最大の機会は、船舶の初期設計時である。水中騒音を効果的に低減するためには、船型とプロペラの設計を相互に適合させる必要がある。これらの設計問題は、船舶の安全性とエネルギー効率の総合的な検討の一部として総合的に考慮されなければならない。
- ・ プロペラ
 - キャビテーションを低減するために、プロペラは設計及び選択されるべきである。キャビテーションは主要な放射騒音源となり、水中騒音を大幅に増加させる可能性がある。キャビテーションは、プロペラ負荷の最適化、プロペラへの可能な限り均一な水流の確保（これは船体設計の影響を受ける可能性がある）、及び直径、翼数、ピッチ、スキュー及び断面

積などのプロペラ特性の慎重な選択などの良好な設計により、通常の運転条件下では、キャビテーションを低減することができる。

- 船舶とそのプロペラは、キャビテーション水槽のようなキャビテーション試験施設で模型試験を行い、キャビテーション誘起圧力パルス及び放射ノイズに関してプロペラ設計を最適化することができる。
- 設計吃水時のプロペラ上の船体のピーク変動圧力の予測値が、方形係数が 0.65 未満の船では 3kPa (船尾変動圧力の 1 次翼振動成分) 及び 2kPa (2 次翼振動成分) 未満、ブロック係数が 0.65 以上の船では 5kPa (1 次翼振動成分) 及び 3kPa (2 次翼振動成分) 未満であれば、低騒音プロペラである可能性があることを示している。
- 騒音低減プロペラの設計オプションは多くの用途で利用可能であり、考慮されるべきである。しかし、水中騒音低減に関して最適なプロペラが、技術的又は幾何学的な制約のために常に採用されるとは限らないことを認識している。また、キャビテーション低減のための設計原則（すなわち、翼先端のピッチを小さくする）は、効率の低下を引き起こす可能性があることも認識している。

- ・ 船体設計

- 不均一または非均質な伴流はキャビテーションを増加させることが知られている。したがって、船体形状とその付加物は、伴流が可能な限り均質であるように設計されるべきである。これにより、プロペラが船体によって生成された伴流中で動作するため、キャビテーションが減少する。
- 励振応答及び構造物伝搬騒音の船体への伝達を低減するための構造最適化を検討することができる。

8章 船上機械

- ・ 適切な防振対策、船体内の機器の適切な配置、乗客及び乗組員に影響を与える水中放射音及び船内騒音の低減に寄与する可能性のある基礎構造の最適化を考慮した上で、船内機器の選定を行うものとする。
- ・ 設計者、船主及び造船業者は、製造業者に対し、機械類から発生する空气中騒音レベル及び振動に関する情報の提供を求め、水中騒音の低減に役立つ可能性のある設置方法を推奨すべきである。
- ・ ディーゼル電気推進は、水中騒音を低減するための効果的な選択肢として特定されている。場合によっては、大型のダイレクトドライブ構成では通常不可能なディーゼル発電機の効果的な防振を容易にするために、ディーゼル電気システムの採用を検討すべきである。また、高品質の電気モーターの使用は、船体に誘導される振動を低減するのに役立つ可能性がある。
- ・ 船舶の最も一般的な推進手段はディーゼルエンジンである。ほとんどの船舶の主推進に使用されている大型の 2 ストロークエンジンは、弾性マウントを検討するのに適していない。しかし、適切な 4 ストロークエンジンについては、柔軟性のあるカップリングと弾性マウントを適切に考慮すれば水中騒音レベルを大幅に低減することができる。
- ・ 冷凍プラント、エアコンプレッサ、ポンプなどの往復動機械のために、防振マウントの適切な使用や、改善された動的バランシングを考慮する必要がある。

9章 既存船舶のための追加技術

- ・ 新造船への適用に加え、既存船の騒音低減に寄与する技術として、以下の技術が知られている。
 - 新型最新鋭プロペラの設計と設置
 - 伴流制御装置の設置
 - プロペラへの空気吹出の設置（バラスト状態など）

10章 運用と保守に関する考慮事項

- ・ 水中騒音の主な構成要素は、船舶の設計（すなわち、船体形状、プロペラ、船体とプロペラの相互作用、機械構成）から発生するが、新造船及び既存船の両方に対して騒音を低減する方法として、運用上の修正及びメンテナンス対策を考慮しなければならない。これらには、特に以下のものが含まれる。
 - プロペラの洗浄
 - 船体水中表面（滑らかな船体表面と塗装の維持）
 - 船速の選択（低速化、低回転化） → 水中騒音低減に非常に有効な対策
 - 海洋生物への悪影響を低減するための航路変更及び運航上の決定：よく知られた生息地や回遊経路を含む影響を受けやすい海域を避けるための速度の低下や航路決定は、海洋生物への悪影響を軽減するのに役立つ。

5.6 水中騒音低減のためのガイドラインに関するアンケート調査

国内事業者（船社、造船所、船用機械メーカー、研究機関・団体）へ、水中騒音低減のための技術調査および ISO 水中騒音計測法に関するアンケートを実施し、2014 年 IMO 水中騒音ガイドラインに対する意見・要望をとりまとめた。

5.6.1 アンケート内容

Q1：IMO 水中騒音ガイドラインに書かれていること（特にガイドラインの 7 以降に書かれている騒音を低減する方法）は水中騒音低減に効果があると思うか。

- A1： 効果があると思う。
効果があると思わない。
本ガイドラインの存在を知らなかった。 → Q3 へ

Q2：ガイドラインに書かれていることを一部でも実施しているか。

- A2： 実施している。 → Q2-1 へ
実施していない。 → Q2-2 へ

Q2-1：実施しているとすれば、どのような事を実施しているか。効果は出ているか。

A2-1：実施内容を記載（複数実施している場合は、可能な範囲で全て記載ください）

- 効果は出ている。
効果は出していない。
効果は確認していない。

Q2-2：なぜ実施していないのか（ハードルは何か）。

A2-2：理由を記載（可能な範囲で全て記載ください）

Q3：（本ガイドラインを知らなかった場合のみ回答）今後このガイドラインに書かれていることを実施したいと思うか。

- A3： 実施したいと思う。 → Q3-1 へ
実施したいと思わない。 → Q3-2 へ

Q3-1：実施したいと思う場合は、どの部分に興味があるか。

A3-1：興味ある項目を記載（可能な範囲で全て記載ください）

Q3-2：実施しない場合、それはなぜか。

A3-2：実施しない理由を記載（可能な範囲で全て記載ください）

Q4：本ガイドラインで改善すべき点はあるか。

A4：改善すべき点あればご記載ください。

Q5：プロペラからの水中騒音に関する予測計算について

- A5： 該当しない

- 定期的に実施している。 → 自由記述欄に予測計算法の概要を記載ください。
- 実施したことがある。 → 自由記述欄に予測計算法の概要を記載ください。
- 実施したことはない。

【自由記述欄】

Q6：モデルを用いたキャビテーション試験について

- A6： 該当しない
- 定期的に実施している。 → 自由記述欄に水槽試験の概要を記載ください。
 - 実施したことがある。 → 自由記述欄に水槽試験の概要を記載ください。
 - 実施したことはない。

【自由記述欄】：キャビテーション試験時にハイドロフォンを用いた水中騒音計測も実施もしくは実施することがある場合は、その概要も記載ください。

Q7：実船水中騒音計測について

- A7： 該当しない
- 定期的 to 実施している。 → 自由記述欄に実船試験の概要を記載ください。
 - 実施したことがある。 → 自由記述欄に実船試験の概要を記載ください。
 - 実施したことはない。

【自由記述欄】：ISO17208 に準じた計測を実施しているか、その他の方法で計測しているかを記載ください。適用している実船計測法の課題がありましたら、その問題点も記載ください。

Q8：海上試運転海域について

- A8： 該当しない
- 海上運転を実施している。 → 自由記述欄に概要を記載ください。

【自由記述欄】：試運転海域の場所およびその海域の平均水深を記載ください。

Q9：水中騒音低減の取り組みについて

- A9： 該当しない
- 船型・プロペラ設計で工夫している。 → 自由記述欄に概要を記載ください。
 - 先端技術を導入している。 → 自由記述欄に概要を記載ください。
 - 航路変更等の工夫している。 → 自由記述欄に概要を記載ください。
 - その他の取り組みをしている。 → 自由記述欄に概要を記載ください。
 - 取り組んでいない。

【自由記述欄】

Q10：水中騒音の低減には、燃費低減と同様に低速運航が有効な手段の一つです。近々に開発が必要となる GHG ゼロエミッション船では、代替燃料（水素やアンモニアなど）の導入が必要になると想定されます。この場合、現状の重油燃料と比較し燃料コストが数倍以上になると予想されています。燃料コストと航海時間の関係について受入可能と思われる数値を選択し、自由記述

欄にご意見を記載ください。

- A10 : コスト 6 倍、時間同等
コスト 3 倍、時間 1.5 倍
コスト同等、時間 3 倍
コスト増、時間増の受け入れ困難
わからない

【自由記述欄】

Q10-1 : 物流コストと航海時間の関係を概略推定可能な海上物流シミュレータが開発された場合、有効と思われますか。どのような利用用途を想定されますか。

- A10-1 : 有効と思う。 → 自由記述欄にその理由や利用用途などを記載ください。
有効と思わない。 → 自由記述欄にその理由を記載ください。

【自由記述欄】

Q11 : 水中騒音に関し、産官学の関係機関が集まって実施すべき、もしくは実施した方がよいと思われるテーマについて、自由記述欄に記載ください。

A11 : 【自由記述欄】

5.6.2 アンケート結果

アンケートに対する回答は、船社 6、造船所 6、船用機械メーカー 3、研究機関・団体 4 の合計 19 機関から頂いた。Q1~Q11 に対する回答をまとめて以下に示す。

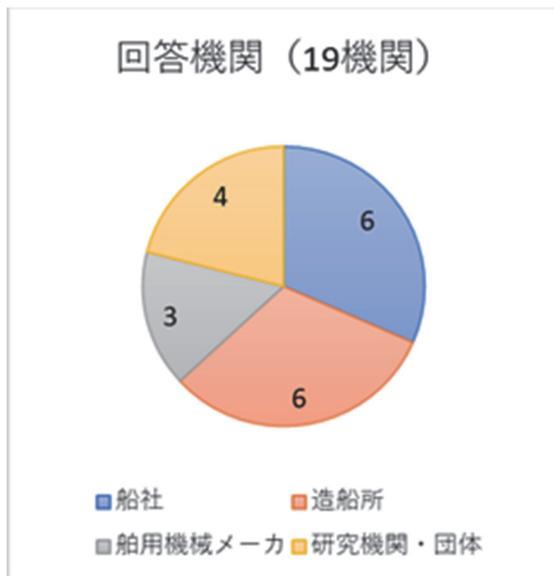


図 5.6.1 アンケート回答機関

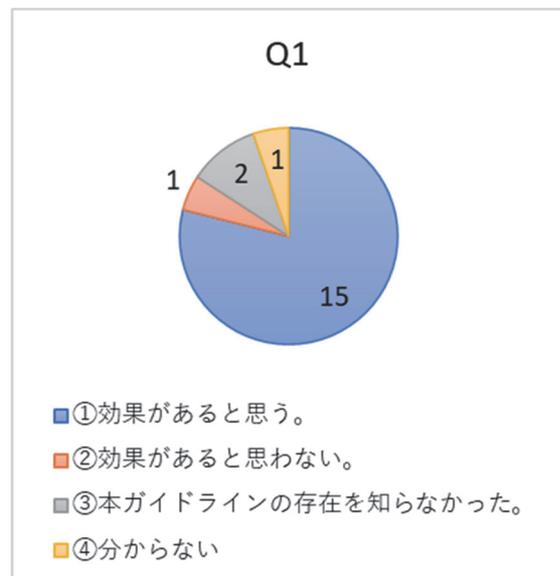


図 5.6.2 Q1 : IMO 水中騒音ガイドラインに書かれていること（特にガイドラインの 7 以降に書かれている騒音を低減する方法）は水中騒音低減に効果があると思うか。

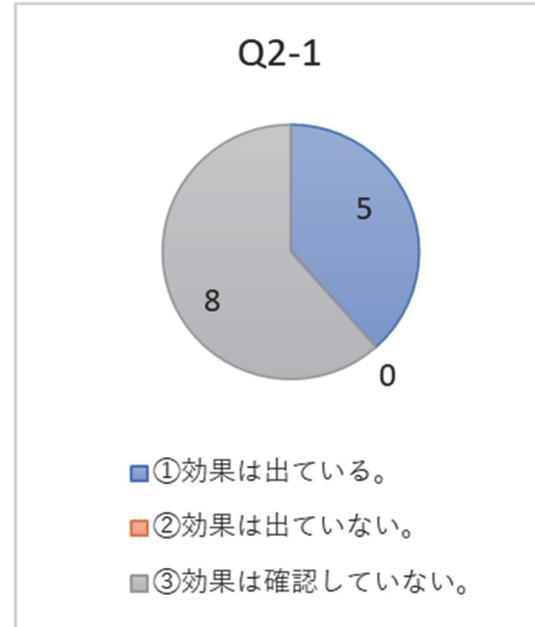
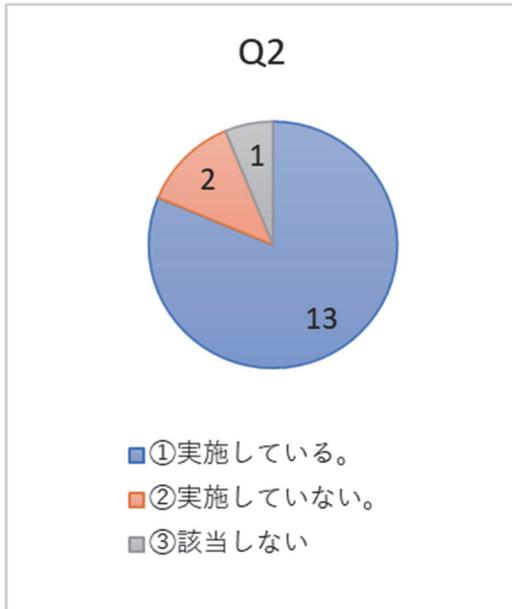


図 5.6.3 Q2：ガイドラインに書かれていることを一部でも実施しているか。

図 5.6.4 Q2-1：実施しているとすれば、どのような事を実施しているか。効果は出ているか。

【Q2-1 の実施内容】

- 船体形状、プロペラ形状・省エネ付加物形状等の流体性能的な工夫・最適化【7機関】
 - ・ 推進性能の改善、GHG 排出量の削減、キャビテーションによるエロージョンの低減、船体振動低減等が主な目的であり、水中騒音低減を主目的に実施しているわけではない。キャビテーション性能向上が水中騒音低減に効果があるといった目線。
 - ・ プロペラ設計において船尾変動圧力の評価が要求されるので、間接的に評価していることになる。
 - ・ 一般商船では船主にとってプロペラ効率が落ちる＝燃費が悪化するということなので、効率を落としてでも水中騒音を下げしてほしいという要望はない。省エネ付加物については燃費削減、騒音低減を両立するので受け入れられやすい。カナダのエコアクションプログラムに当社機器の一部が登録されている。
 - ・ 就航船で、プロペラ周りの旋回流を抑えるための付加物開発・追設を実施している。
- 主機出力や回転数の選定も含めた全体最適化
- 主機等の防振設計等の機装・構造的な最適化
- 模型プロペラを用いたキャビテーション試験【6機関】
 - ・ 一般商船では実船水中騒音計測結果があまりなく、議論になることもないため、水中騒音の低減効果は確認していない。
 - ・ 水中騒音計測は、水中ソナーを備える艦艇、官公庁船のみ
- 船体・プロペラ洗浄【4機関】
 - ・ プロペラ洗浄（就航後、1年毎）
 - ・ 船体の汚損調査の実施（ダイバーによる）
 - ・ 水中騒音に Focus した対応では無い。（推進性能の維持・改善を目的）
- 減速運航【2機関】

- ・ カリフォルニア沖での減速インセンティブプログラムに参加し、指定海域での減速航海を実施している（主に大気汚染の低減やGHG排出量の削減を目的に実施）。
- ・ 海洋生物の生息地として環境保護団体等から指定を受けている海域（カナダのローレンス湾やアメリカ東岸）は、可能な限り避ける、あるいは指定された船速以下で航海するよう計画を立てている。

【Q2-2：なぜ実施していないのか（ハードルは何か）。】

- 水中騒音を低減するための施策を考慮したことが無い。（伴流制御装置の採用やプロペラのメンテナンスは燃費効率向上（維持）を目的としており、騒音の低減を目的として実施していない。）
- 有効な対策になっているといえるところまで実施されない理由としては、効率、燃費を優先すれば水中騒音・船尾変動圧力低減はプロペラ効率最大化の制約条件であり、現状は船主、造船所にとって経済的デメリットが大きいため。
- 具体的要件が明確でないため。
- 推進性能への影響が懸念されるため。
- 強制要件でないため。

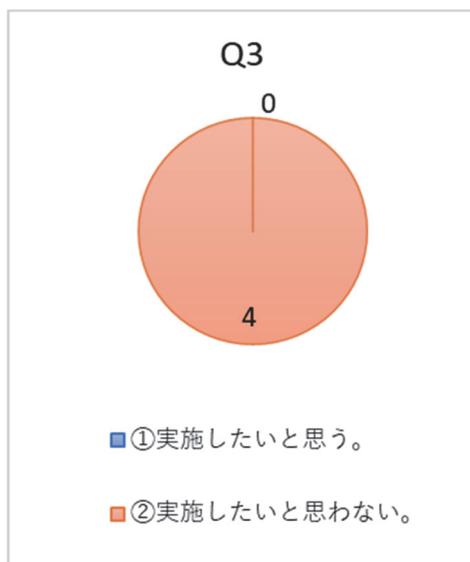


図 5.6.5 Q3：（本ガイドラインを知らなかった場合のみ回答）今後このガイドラインに書かれていることを実施したいと思うか。

【Q3-2：実施しない場合、それはなぜか。】

- ガイドラインに記載の項目はすでに既存船において実施されているが、水中騒音を意識したものではなく船の燃費、船速等の効率を重視したものである。騒音軽減が優先されるべきではないと考える。
- 海洋生物と接触防止の観点では静かな方が危険と思われる。
- 具体的要件が明確でないため、推進性能への影響が懸念されるため、強制要件でないため。
- 現在の技術では、多くの船種・船型において、電気推進船の燃費、CO2排出量が、2ストロークディーゼルエンジン直結の推進システムと比べて大きく劣っていることは周知の事実で

あり、だからこそ特別な目的の船を除き商船で普及が進んでいない。かたやCO2の低減が強く求められている現在の環境下において、水中騒音の観点のみで電気推進を推奨する議論は短絡的な意見だと思う。

【Q4：本ガイドラインで改善すべき点はあるか。】

- 2014年IMOガイドラインは、船舶が発信する水中音（船体振動，プロペラキャビテーションを主な音源とする）の予測方法、これらを低減する方法、水中音の発生を抑える船舶の運航方法などを記述した技術的なガイドである。ただし、具体的な方法および定量的な評価値に関する記述はなく、海洋観測船や艦艇を設計/建造している造船所にとっては、すでに知られた一般的な内容である。予測方法に関しては、現在確立した手法はないため、各機関で実用化のための努力をされているとの認識である。一般商船の場合、予測方法を検証するための実船データ（船型データ、プロペラ形状データ、水中騒音データのセットが必要）が少ない事も課題の一つである。
- 水中騒音レベルの予測手法に関する具体的な方法、計算例の提示【6機関】
 - ・ 具体的な計算手法が示されていない。技術的には現時点で未確立との認識（計算精度向上段階であり、実機レベルでの精度検証例は少ない）。
 - ・ 予測手法の信頼性評価（実船データとの比較検証）
 - ・ 船種毎に水中騒音の低減可能なレベルは異なるはず。本ガイドラインでは、一応 C_b により低騒音プロペラの定義を間接的に言及しているものの、 C_b だけで議論するには少々乱暴に感じる。将来的には、もう少し詳細な分類を規程した上でガイドラインを策定することが望ましい。
 - ・ 『可能性がある』というニュアンスの表現があるが、効果が担保されている、あるいは技術的に裏付けがある内容のみの記載としたほうが良いと考える。
 - ・ 船尾変動圧と関連付け、「低騒音プロペラである可能性がある」と記載するのは、意味が無いと思う。（可能性だけなら、変動圧との相関に限らない。船尾変動圧に注目することは対策の評価をミスリードするリスクあり）
- 実船水中騒音計測方法（簡便な方法）【2機関】
 - ・ 計測船や計測ブイを用いた水中騒音計測手法ではなく、船体に取り付けた圧力センサーによる船尾変動圧力もしくは船体に取り付けたハイドロフォンによる近接音場で水中騒音の評価を代替できれば、実船計測が簡便となる。
 - ・ 変動圧は船体とのクリアランスの影響大きく、必ずしも低変動圧＝低振動ではない。一方、変動圧は比較的簡単に計測できるため、クリアランス等、キャビ以外の要因を考慮して騒音と相関をとるガイダンスがあれば、実船計測が簡便になると思う。
- 騒音低減と燃費性能の改善は必ずしも両立できないため、各ガイドラインが矛盾の無い内容であって欲しい。例えば、ディーゼル電気推進は騒音低減には役立つ可能性があっても、外航船での採用は2ストロークエンジンと比較して燃費悪化となり、燃費性能改善・CO2排出量削減の面では不利に働く。キャビテーションの低減を狙う設計も、プロペラ効率の低下を引き起こす可能性もある、など。
- 実効的な水中騒音低減を提案するならば保護すべき局所的な海域を特定した上で、減速運航（船速制限もしくは馬力制限）することが有効。

- ガイドラインであるため改善は不要【4機関】
 - ・ 強制でないガイドラインとしては現状のままでも一つの形かと思う。
 - ・ ルール化されるのであれば設計を含めてどういう対応となるか詳細議論が必要。
 - ・ 目的、ターゲット、技術の詳細、定量的な効果が具体的でないので参考にならない。また作成も7年前と古く、本ガイドラインに重きを置きすぎる必要はないかと思う。
 - ・ 海技研等で中小造船所でも使えるような手法が示されない限り、強制化は実際的ではないと思う。
 - ・ ガイドライン適用でインパクトのあるコストアップとなる項目は可能な限り避けたい。

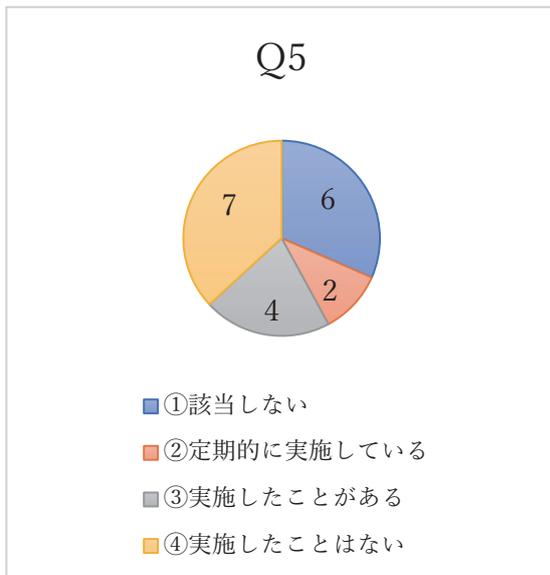


図 5.6.6 Q5:プロペラからの水中騒音に関する予測計算について



図 5.6.7 Q6: 模型を用いたキャビテーション試験について

【Q5 に関する自由記述（予測計算法の概要）】

- CFD もしくは揚力面法と Brown の式等の組み合わせによる簡易予測計算【4 機関】
 - ・ 一般商船で設計仕様になることはないが、ソナーを搭載する艦艇で検討する。その場合は CFD と Brown の式等を用いている。
- CFD と P-FWH 法の組み合わせ
- 理論計算と気泡モデルを組み合わせる方法。（詳細は、例えば、Yamada, T., Sato, K., Kawakita, C. and Oshima, A., 2015, “Study on Prediction of Underwater Radiated Noise from Propeller Tip Vortex Cavitation”, 9th International Symposium on Cavitation (CAV2015)）
- 比較検証可能な実船騒音データが必要。
- 基本的には水槽試験での値を参照。
- 予測計算は未だ研究途上の技術と理解している。
- 具体的な計算手法が示されていない。技術的には現時点で未確立と考えられる（計算精度向上段階であり、実機レベルでの精度検証例は少ない）。

【Q6 に関する自由記述（キャビテーション試験時にハイドロフォンを用いた水中騒音計測も実施

もしくは実施することがある場合は、その概要も記載ください。】

- キャビテーション水槽内にハイドロフォンを設置して水中騒音計測【7 機関】
 - ・ 研究開発で水中騒音計測を実施している。
 - ・ 調査船や漁船等で試験実施した例がある。一般商船での実施例はない。
 - ・ 30年ほど前には艦艇等で実施していたが最近ほとんど実施していない。最近では青雲丸を対象とした水中騒音計測を実施したのみ。
- 模型船にハイドロフォンを設置して水中騒音計測
- キャビテーション試験は実施するが、水中騒音計測は実施していない。【3 機関】
 - ・ キャビテーション観察試験、変動圧計測試験（新設計船：必要に応じて実施）
 - ・ 主にワイヤーメッシュ法を用いたキャビテーション試験を新設計プロペラに対して実施し、キャビテーションパターンおよびプロペラ直上の船体の変動圧力を確認する。
- 一般商船では、キャビテーションパターン、船尾変動圧力計測は造船所の要求がある場合、試験を実施しているが、試験を実施しない案件も非常に多い。また、水中騒音計測は官公庁船、艦艇プロジェクトのみ実施している。キャビテーション試験費用は数百万円のオーダーであり、中手以下のサイズの船についての試験実施では、プロペラの製品価格と試験費用のオーダーが変わらなくなり、試験実施は不合理。試験場の試験キャパとしても対応不可である。そのため、キャビテーション試験を実施しているのは比較的規模の大きな造船所に限定されている。キャビテーション試験の実施が必須になった場合、プロペラメーカー、中手以下の造船所にとっては死活問題になると考えられる。



図 5.6.8 Q7：実船水中騒音計測について

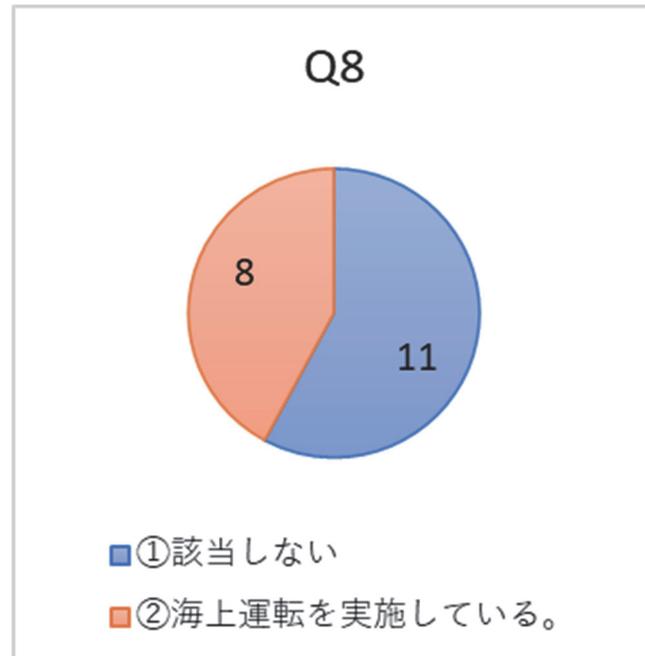


図 5.6.9 Q8：海上試運転海域について

【Q7に関する自由記述（ISO17208に準じた計測を実施しているか、その他の方法で計測しているかを記載ください。適用している実船計測法の課題がありましたら、その問題点も記載ください。）】

➤ おおむねISO17208に準じた手法【3機関】

- ・ 計測船を用いた計測は海象条件により、計測船の動揺、計測船およびハイドロフォンが流されるなどの問題が発生する。また、計測船から100m位置を、本船が繰り返し航走するには熟練した操船技術が必要になると考えられる。
- ・ 計測船が必要になる点に課題があり、もっと簡単な手法で評価できないか。

➤ 共同研究プロジェクト等の委員は経験したが実施主体になったことはありません。定置式のハイドロフォンアレイを設け、水中騒音を計測できるサイトを業界として日本国内で共有してはどうか。

➤ プロペラメーカーが主体となって実施することは極めて少ない。

【Q8に関する自由記述（試運転海域の場所およびその海域の平均水深を記載ください。）】

➤ 五島灘（長崎県五島沖）、水深約200m程度【3機関】

➤ 徳島沖(水深200m程度)および駿河湾(水深1000m以上)

➤ 相模湾、駿河湾、紀伊水道など

➤ 場所は建造船によります。通常の試運転では水深は100m～200m程度

➤ 船社としては速力試験を行う際に、試験結果に影響が出ない水深を要望し、造船所と試験海域の協議をしている。船型や計画喫水によって船社要望の水深は異なるが、IMOのガイドラインにある、150m以上または船の全長の1.5倍以上のいずれか大きい方、という閾値では判断・要望していない。

➤ 試験海域の水深が150m以上必要であるが、各造船所が実施している試運転海域の水深に問題ないか？計測船もしくは専用ブイが必要となり、造船所等に相応の費用と労力の負担が発生する。計測船や専用ブイを使用しない簡便な計測方法が必要と考えられる。

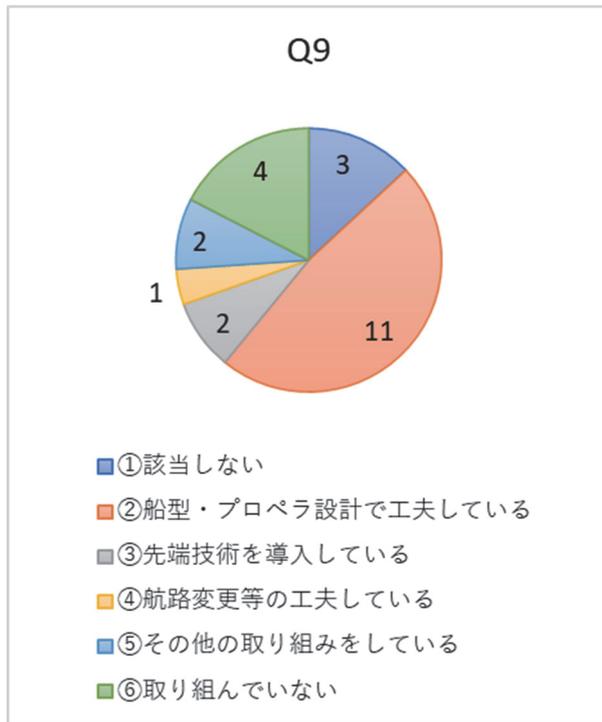


図 5.6.10 Q9：水中騒音低減の取り組みについて

【Q9に関する自由記述】

- 主目的は推進性能の改善、輸送効率の改善、あるいは GHG 排出量の削減になりますが、結果として水中騒音低減に結びついているものもあるのではないかと考える。
- 推進効率を向上させる為に行った船型開発の結果、船尾流場が改善され、プロペラキャビテーションの発生が幾分抑えられていると考えるが、水中騒音低減を意識した取り組みは特に行っていない。
- 基本的には変動圧の低減が水中騒音低減に寄与するとして、プロペラ設計の工夫により対応している。
- 優れたキャビテーション性能となるように船型およびプロペラ設計を行い、その結果、水中騒音も低減されていると考える。
- 水中騒音の低減が求められる調査船や漁船等では、騒音が低減されるよう、船型・プロペラ設計を留意して実施している。
- 船型、プロペラ設計は省エネ及び効率を重視し、造船所から提供されるものを選択して使用している。結果的に水中騒音の低減になっているか否かは、水中騒音の計測を実施していないので不明。
- 伴流分布を均一化するような船型、低変動圧型プロペラ設計
- エロージョンを避けるためにキャビ低減は目指している。
- 省エネ付加物とのパッケージを供給している。
- EEDI と水中騒音低減の両立を図る流体技術、プロペラ製造技術開発を実施している。
- CFRP プロペラ等の取り組みを行っている。
- 主機出力や回転数の選定も含めた全体最適化
- 主機等の防振設計等の機装・構造的な最適化

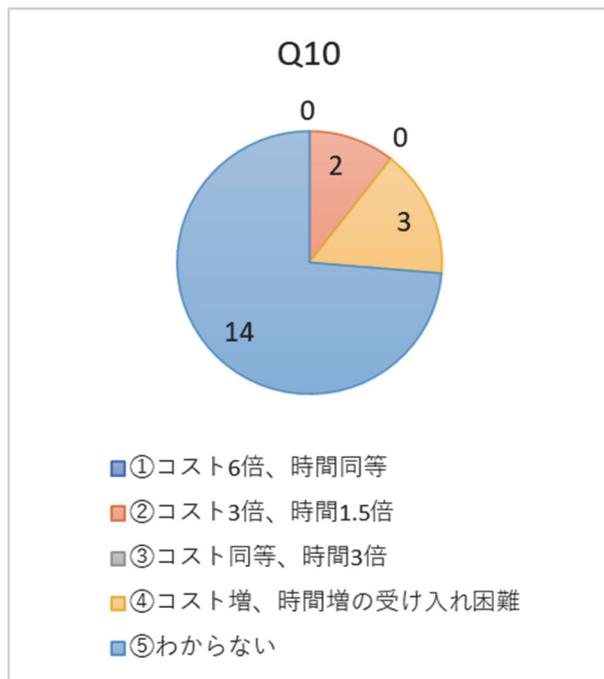


図 5.6.11 Q10: 水中騒音の低減には、燃費低減と同様に低速運航が有効な手段の一つです。近々に開発が必要となる GHG ゼロエミッション船では、代替燃料（水素やアンモニアなど）の導入が必要になると想定されます。この場合、現状の重油燃料と比較し燃料コストが数倍以上になると予想されています。燃料コストと航海時間について受入可能と思われる数値を選択し、自由記述欄にご意見を記載ください。

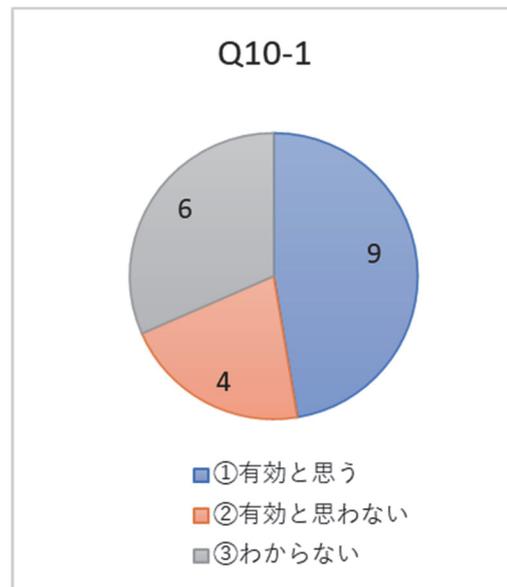


図 5.6.12 Q10-1: 物流コストと航海時間の関係を概略推定可能な海上物流シミュレータが開発された場合、有効と思われますか。どのような利用用途を想定されますか。

【Q10に関する自由記述】

- 「②コスト3倍、時間1.5倍」の回答機関
 - ・ 造船の建造コストにおいて、日本は中、韓に対して割高である。船主に対する付加価値が大きくなるには、船における性能差による物流コスト差が大きくなる方が（現段階では）国内造船業にとってはメリットがある。
- 「④コスト増、時間増の受け入れ困難」の回答機関
 - ・ 顧客にとって、航海時間はサプライチェーンの一部をなすものであり、変更が発生すると生産計画や在庫管理、売り上げ計上のタイミングなど広範囲に影響するため、燃料の変化に伴い航海時間を大きく変えること（特に増加すること）は、現時点では容易ではないと考える。
 - ・ コスト増について、現時点では環境対応のためのコスト増を最終顧客が負担するという環境は醸成されておらず、現時点では受け入れ困難（要協議課題）な状況。
 - ・ 未だ運航コスト、収益に関して未だ試算されていない。
 - ・ 顧客へ提案する際にコスト2倍では話が出来ないという印象。

➤ 「⑤わからない」の回答機関

- ・ 今後の GHG に関する規制動向により、本数値は大きく変化すると思われる。
- ・ 燃料コストは主に荷主との調整が必要となる。マーケット次第であり、経済的な合理性を確保できるかどうか現状では判断できないため、わからない。
- ・ コストとの関係は分からないが、低速化は安全運航という観点から下限が決まる気がする。
- ・ ルール設計、閾値に対してどの様な対策が必要になるかによるため回答できない。
- ・ GHG のように強制化され、世界的に取り組まないといけないとなった場合、仕様での対応なのかオペレーションでの対応なのか、インパクトを比較して検討することになると思われる。
- ・ コスト評価については航路や契約に対応するので一概にいけない。
- ・ 一概に答えることは難しい。自然環境への影響度に応じた地域規制的な考え方はあり得るのかもしれない。

【Q10-1 に関する自由記述】

➤ 「①有効と思う」の回答機関

- ・ いろいろな施策の費用対効果を定量的に評価可能となれば、いくつかの打ち手に対する投資判断の助けとなる。
- ・ 燃料代、航海時間などのパラメータに対して船主が任意に最適化できれば有効だと思う。一方これを実現するためには、船体やプロペラの実海域性能を精度良く評価する技術が必要となる。
- ・ 携帯電話 (i-phone, android) 等、可搬性が高い端末で誰でも利用できるアプリがあると便利ではないか。
- ・ モニタリングデータやセンシング等とも連動するようになれば良い。
- ・ ゼロエミッション船に要求される速力と燃料コストの検討が出来、さらに、代替燃料に対する船価も分かれば、どの代替燃料が商業上成り立つかを予測出来るのではと思う。
- ・ 一つの参考値としては有効と考えます。
- ・ 経済性の観点からどこまで低速化が許容されるかという目安があるのは良い気がする、コストを決める成因が沢山あるため、どのようなシミュレータになるのかイメージが出来ていない。
- ・ 船主殿への商品提案に活用、サービススピード設定の経済性評価など。

➤ 「②有効と思わない」の回答機関

- ・ コストの前提条件を定めることが困難で、実際に適用することが出来るのかどうか判断できない。
- ・ 既に船社はそのような分析を行い、顧客へサービス提案を行っている。海事産業共通のプラットフォームでのシミュレータ開発となると、各社がある程度のコスト構造を提供する必要があると思うが、そういったデータは積極的には出せないため、結局は概略推定すらできない (マーケット並みのアウトプットしか出てこない)、という事になってしまうのではないかと考える。

- ・ 船主の立場では現状のもので十分と思う。
- ・ 水中騒音規制が強制化されれば減速運転だけではなく就航歴の長い船舶の早期リプレースも促進されると思われる。また既存船に対する GHG 排出規制(EEXI)の動向次第によっても状況が大きく左右される事も想像される。航海時間との関係だけでは物流コストが正当に試算できないと推測する。

➤ 「③わからない」の回答機関

- ・ 荷主に対しては有用なものである可能性はあるが、物流コストは様々な要因が絡んでおり、必ずしも海上だけではない。詳細が分からないため現時点では回答は差し控える。
- ・ シミュレータの内容如何によるので、回答は省略する。
- ・ 物流コストがどこまでを指すのかによると思う。単に、1日あたりの傭船料+燃料費のような試算であれば、シミュレータまでは必要ないと思うが、もう少し詳細なアイデアがあるのであれば、興味深いと思う。

【Q11：水中騒音に関し、産官学の関係機関が集まって実施すべき、もしくは実施した方がよいと思われるテーマについて、記載ください。】

➤ 現在実施しているような、実海域計測での実態把握【6機関】

- ・ 予測手法に有効利用可能な実船水中騒音データ（個船計測、定点計測）の収集。
- ・ 水中騒音を恒常的に計測可能な海域・設備の構築（例えば、今回一時的に設置している大島沖のハイドロフォンを固定設置として、リアルタイムにデータを収集可能とする設備へ拡張するなど）
- ・ 現在進行中の実船水中音計測（伊豆大島南側航路）が良い取り組みです。オンライン会議でもあったように、船主殿の協力を得て航行した個船データを習得し、分析することを目指してもらいたい。
- ・ 現在実施しているような、実海域計測での実態把握や規格対応は有効と考える。
- ・ 船体、プロペラの設計及び船舶の運航と水中騒音の因果関係について実験室レベルのみならず、実航海に即した環境での調査研究も必要と思う。
- ・ 低速化と水中騒音低減の関係調査

➤ プロペラ水中騒音予測手法の開発【4機関】

- ・ プロペラ変動圧力と水中騒音の関係調査
- ・ 簡便かつ中程度の精度を有するプロペラ水中騒音予測手法の開発(変動圧から間接的に放射雑音のノイズレベルを推定、など)
- ・ 水中騒音推定および評価のための模型実験・CFD解析・実船実験の実施

➤ プロペラへの空気吹出の効果調査【2機関】

- ・ 空気吹き出し船の有効性について、EEDI、水中騒音低減効果の評価を行ってはどうか。

➤ 解決策の模索【2機関】

- ・ 他の環境規制と干渉しない、国内会社の競争力を落とさない解決策の模索
- ・ 対策の動向や効果のレビュー（一般情報の収集と整理）。

水中騒音低減効果が不明確な対策があれば、そのメカニズムの確認。一方で、設計技術的な部分は、特にメーカーは協業が難しい。

- 共同研究による推奨の水中騒音推定法および模型プロペラを用いた水中騒音計測法の作成。
- 水中騒音の悪影響について、「どのような悪影響がでているか。」、「どの海域で騒音を抑えるべきか。」
- ルール設計によっては非常に大きなインパクトとなる可能性があり、どのような仕様変更が考えられるかは海外船級の **Notation** での事例も含めて事前に確認していただく方がよいと思慮。
- **SILENT** ノーテーション取得船の取得理由を含め、欧米の動向調査を積極的に行ったほうが良い。
- 造船所も含め、特に海技研、プロペラメーカーなどが集まる勉強会の開催。
- 騒音を抑制する必要性を造船業界や海運業界だけでなく、一般に理解・納得を求めるための働きかけが必要。
- 水中騒音ガイドラインについて規制化の動きがあれば、対応について産学官で協議を実施した方がよいと考える。

【2014年 IMO ガイドラインに対する意見】

特に効果が高いと思われる減速運航、局所的なリルーティングについて定量化、海域の特定がされていないため、実効性が得られていない。船速あるいは馬力について定量的に基準を設けるとともに、10.5 項について特定地域を定めて基準化すれば実効性を伴うと考える。ガイドラインに記述のある各手法についてはそれぞれ燃費、GHG 排出削減目標と密接に関連するので、これらの中で両者にメリットがある手法にフォーカスすべきである。また、厳格化するだけでなく、経済的インセンティブを与えるべきである

- 7.2.1 できるだけ均一な伴流分布
 - ・ プロペラへ流入する船の伴流分布を均一化することは、プロペラ効率向上、水中騒音低減に対する直接的なソリューションであり効果が高いと考えられる。伴流を均一化する省エネデバイス搭載について経済的インセンティブを設けることが有効（バンクーバーのエコアクションプログラム等が参考例）と考えられる。
- 7.2.3 モデルテスト（キャビテーション試験）
 - ・ キャビテーションテストによる水中騒音計測はタンネルの側壁影響や、気泡核、タンネルの機械雑音の影響を受けてばらつくことや尺度影響の考慮が難しく、得られる計測精度がばらつく割に、時間、費用がかかり一般商船の設計検討に用いる手段としては不合理。そのため、計測絶対値を規準と比較して運用するのは困難になると考えられる。
 - ・ 特に日本国内には海外のように商用利用できるようなハイドロフォンアレイを備える大形キャビタンがないことや、試験場キャパ（年間にこなせる件数）、水中騒音計測に関する試験インフラが不足している。キャビテーション試験インフラの整備も必要ではないか（防衛省の FNS を活用させてもらうことはできないか）。
 - ・ 代替の手段として設計段階では 5.2 で示されるような数値計算や、**Brown** の式等の簡易式による評価も同等に有効である。
 - ・ モデルテストはあくまで評価の手段であり、ソリューションではないので、計測を実施することが水中騒音を減少させるということではない。
- 7.2.4 船尾変動圧力を許容値以下になるよう船体、プロペラ設計を行う

- ・ プロペラキャビテーションについては、水中騒音低減という切り口では一般商船でこれまで要求されていなかったが、一定程度相関がある船尾変動圧力低減の課題として古くからプロペラ設計上の制約条件になっている。制約条件としては、振動速度が構造面・(人間の)居住性の観点から許容値以下になるよう、船尾変動圧力を目標値以下となる条件でプロペラ効率最大化を図ってきている。
 - ・ 7.2.4 に示される基準値 (Design draft において①1st order 5kPa、2nd order 3kPa for $C_b > 0.65$ 、② 1st order 3kPa、2nd order 2kPa for $C_b < 0.65$) について、中国・韓国の水槽における船尾変動圧力評価状態 (Design CSO with wave height consideration) で、すでに概ね 4kPa 以内程度で設計されており、上記 7.2.4 の基準値を設けることで、現状のプロペラ設計が変わることはなく水中騒音レベルを抑制するための実効的効果を上げるとは考えにくい。
 - ・ また、2 次の船尾変動圧力については、評価結果にばらつきが大きく、基準値を定めるのは適切でないと考えられる。
- 7.2.5 Noise-reducing propeller design options
- ・ プロペラ設計でキャビテーションを低減することはプロペラ効率最大化の制約条件に位置付けられ、プロペラの設計変更で cavitation 低減を厳格化することは、達成しうるプロペラの最大効率が低くなることを意味する (GHG 排出は増える方向)。GHG 削減と水中騒音低減を同時に実現するには、減速運航や伴流を均一化して推進効率を高める省エネ付加物の採用が有効。
- 7.3.1 「the ship hull form with its appendages should be designed such that the wake field is as homogeneous as possible～」
- ・ プロペラへ流入する船の伴流分布を均一化することは水中騒音低減に対する効果が高いと考えられる。
 - ・ 伴流を均一化して推進効率を高める省エネ付加物の採用が有効。
- 9 Additional technologies for existing ships
- ・ .1 design and installation of new state-of-the-art propellers; 現在、取り組んでいるコンセプトがある。
 - ・ .2 installation of wake conditioning devices; and
 - ・ .3 installation of air injection to propeller (e.g. in ballast condition).
- 10.2、10.3 Propeller cleaning, Underwater hull surface
- ・ 汚損によるプロペラ効率劣化は大きい。そのため、プロペラ、船体を清浄に保つことは必要馬力を低減することにつながり、騒音低減にある程度寄与すると考えられる。
- 10.4.1 減速運航
- ・ FPP プロペラで減速して運航することはプロペラ騒音低減に極めて有効。特にキャビ初生船速より低い船速で運航することは極めて有効であると考えられる。GHG 排出削減とも両立する。
- ・ 10.4.2 可変ピッチプロペラの減速運航
- ・ 低速でも可変ピッチプロペラでは騒音が減らないというのはその通り。一番の問題は低速でもプロペラを高回転で回転させなければならないことが原因。
- ・ 10.5 Rerouting and operational decisions to reduce adverse impacts on marine life
- ・ 海域、海水温により水中騒音レベルは大きく異なる。また、海棲生物の生息状況・分布は海域によるため、画一的な基準ではなくローカルな基準を設けるべき。これらを考慮して、局所的

に「sensitive marine areas including well-known habitats or migratory pathways」を避けて運航することを想定すれば、GHG 排出削減とのバランスがとれると考えられる。

5.7 IMO に提案すべき内容案

アンケート結果を参考に、MEPC 75 に対しカナダ等から提案（MEPC76 に審議先送り）されている新規議題の TOR 案に沿った形で、IMO に提案すべき内容を取りまとめる。ここでいう TOR①から TOR⑤は、以下のとおりである。

TOR① 取り組みや実施に対する障害の特定

TOR② 先端技術や船舶設計の導入といったオプションを含む、更なる水中騒音低減手法の特定

TOR③ 更なるアセスメントや調査が必要なエリアの特定

TOR④ ISO や国際規格等の既存船の騒音プロファイル測定の受け入れ可能な手法の特定

TOR⑤ 必要に応じて、2014GL の改正及び次のステップの特定／設定

5.7.1 「TOR① 取り組みや実施に対する障害の特定」への提案

- ・ GHG削減と両立可能な水中騒音低減手法に関するガイドラインとすべき。またその際、経済的なデメリットについても考慮する必要がある。
- ・ 現状のガイドラインは、具体的要件が明確でない。予測手法や計測手法に関しても定性的な記述となっているので、具体的な記述が必要と考えられる。
- ・ 予測手法や計測手法は、簡便に実施可能な標準的な手法の策定が必要である。
- ・ 実船からの水中騒音計測事例が少ないため、実船計測データの収集・分析を実施した上で、科学的な議論を実施し、有効な対策を策定すべきではないか。
- ・ 海洋生物と接触防止の観点では静かな方が危険という意見もある。

5.7.2 「TOR② 先端技術や船舶設計の導入といったオプションを含む、更なる水中騒音低減手法の特定」への提案

- ・ 現在の対策は水中騒音低減を目的とした対策ではなく、GHG削減に主眼を置いた対策である。その結果、プロペラのキャビテーション性能等が向上し、間接的に水中騒音も低減されていると考えられている。実船におけるこれらの対策が水中騒音に対してどの程度効果的かを判断するためには、予測計算データや、実験データおよび実船計測データの収集・分析を行う必要がある。

5.7.3 「TOR③ 更なるアセスメントや調査が必要なエリアの特定」への提案

- ・ 実効的な水中騒音低減を提案するならば保護すべき局所的な海域を特定した上で、減速運航（船速制限もしくは馬力制限）することが有効である。

5.7.4 「TOR④ ISO や国際規格等の既存船の騒音プロファイル測定の受け入れ可能な手法の特定」への提案

- ・ 計測船や計測ブイを用いる現状のISOの実船水中騒音計測法は、経済的な負担が大きい。簡便な計測手法の開発が望まれる。

5.7.5 「TOR⑤ 必要に応じて、2014GL の改正及び次のステップの特定／設定」への提案

- ・ 水中騒音低減とGHG改善は必ずしも両立できないため、各ガイドラインがGHG改善と矛盾のない内容とすることが望まれる。

- ・ 次ステップとしては、現在、本プロジェクトで実施しているような、実海域計測での実態把握を継続的に行い、現状分析を行うことが望ましい。

5.8 総括

国際的に関心が高まっている船舶からの水中騒音に関して、本調査では下記2項目を目的に作業を実施した。

- ① 水中騒音低減のための国内外技術の調査：国内外における水中騒音低減のための候補技術について、公表されている文献を中心に情報を収集し、効果、費用、導入課題、各国事業者における導入実績・計画日本の造船・船用・海運事業者による導入可能性を分析する。
- ② 我が国としての水中騒音ガイドラインのレビュー：各国事業者へのヒアリングを実施し、分析結果に客観性を持たせるとともに、分析内容の充実を図るとともにMEPC 75に対しカナダ等から提案されている新規議題のTOR案に沿った形で我が国としての2014年ガイドライン（GL）のレビューを行い、IMOに提案すべき内容を取りまとめる。

第2章では、水中騒音の模型試験による計測技術に関して、ITTCのHydrodynamic Noise委員会の報告書や国際会議SMPおよびAMTの論文について調査を行った。ITTCでは、模型試験における水中騒音計測のガイドラインはほぼ完成しており、今後は、実船へのスケーリング法の高度化及び計測の不確かさの抑制について検討が進められる予定であり、比較データとなる実船水中騒音データの収集が重要になると考えられる。SMPとAMTの調査では、年々、水中騒音に関する発表論文の件数が増加している事が分かった。

第3章では、水中騒音の数値計算による予測技術に関して、ITTCのHydrodynamic Noise委員会の報告書や文献について調査を行った。予測技術としては、大きく分けて「①経験的手法」、「②半経験的手法（揚力面法など）」および「③CFD」の3種類があり、技術成熟度としては、③、②、①の順で高く、予想精度の期待値としては①、②、③の順で高い。ただし、実船の水中騒音予測に関しては、今後、実船データとの比較検証等により精度向上や信頼性を高めていく必要がある。また、③CFDは全般的に高度に専門化された担当者以外は使用することが難しいため、広く用いられるためには、簡便に使用可能な技術とする研究も必要である。

第4章では、水中騒音低減技術について、Vardレポートに記載されている水中騒音低減技術に追加する形で水中騒音低減技術の調査を行い、水中騒音低減技術マトリックスにまとめた。船体、プロペラ、省エネ付加物などの流体力学的な技術では、水中騒音低減を目的とした技術は数例のみで、他の技術は、GHG改善（燃費改善）を主目的とした技術であるが、その効果によりプロペラのキャビテーション性能が向上するなど、付随的に水中騒音も低減していると考えられる。実船試験においてもGHG削減の効果は計測されているが、水中騒音計測まで実施している例は少ないようである。

第5章では、2014年IMO水中騒音低減のためのガイドラインの概要をまとめた。

第6章では、2014年IMO水中騒音ガイドラインに対する意見・要望をとりまとめるために、国内事業者（船社、造船所、船用機械メーカ、研究機関・団体）へ送付した、「水中騒音低減のためのガイドラインに関するアンケート調査」の11項目のアンケート内容を記載した。

第7章では、アンケートに対する回答のあった19機関（船社6、造船所6、船用機械メーカ3、研究機関・団体4）の回答をまとめた。各機関からは、多くの貴重な意見を頂いた。

第7章では、アンケート結果を参考に、MEPC 75に対しカナダ等から提案されている新規議題のTOR案に沿った形で、IMOに提案すべき内容案を取りまとめた。

6. おわりに

船舶からの水中騒音が海洋生物へ与える影響に関しては、2015年度から2017年度まで水中騒音プロジェクトにおいて実施した「船舶水中騒音の海洋生物への影響に関する調査研究」として、ザトウクジラの生物反応調査や水中音伝播シミュレーション等の調査を行った。

2018年度及び2019年度は、IMO フォロー事業の下の検討会として、文献調査や、国際ワークショップへの出席等を通じた他国の動向調査を行った。

IMO における審議の動向としては、審議先送りになったものの、MEPC75 にカナダ等が水中騒音に係る新規議題提案文書を提出し、他の国・団体から当該提案を支持する文書が複数提出されており、2021年度のMEPCにて新規議題が合意され、2014年にIMOで策定されたガイドラインのレビューが開始される見込みである。

これを踏まえ、今年度は再び水中騒音対策検討プロジェクトに格上げし、伊豆大島沖における船舶からの水中騒音調査、水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査を行った。

伊豆大島沖における船舶からの水中騒音調査については、計測海域を通過した250隻を超える外航船の騒音データを取得した。実海域におけるこれだけの数のデータを取得できたことは非常に貴重であり価値があることと考えている。取得したデータの分析結果からは、どのような船舶の騒音が大きいのか傾向がわかってきており、今後IMOで始まる審議やさらなる分析のための基礎資料となることが期待される。

水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査については、水中騒音低減のためのガイドラインに関するアンケート調査を国内関係事業者に実施し、貴重なご意見をいただいた。いただいたご意見やSG会議での議論を踏まえ、IMOで策定されたガイドラインのレビューの出口をどこに持って行くのか引き続き検討していきたい。

SG会議では、今年度調査研究について議論する中で、船舶からの水中騒音の影響を考えるにあたっては、海中の背景雑音が非常に重要となってくることが示唆された。地域によって背景雑音が異なり、それによって船舶からの騒音を与える影響も異なることは、IMOで議論を進めていく上で考慮する点の1つとなると思われる。

来年度からは、いよいよIMOにおける船舶からの水中騒音の審議開始が見込まれるところ、科学的根拠に基づく議論を行い、我が国として望ましい又は問題の少ない結論となるよう、本プロジェクトでは引き続き必要な調査研究を実施していきたい。

卷 末 付 録

付録 1

伊豆大島沖での水中騒音調査の結果報告
(第3回ステアリンググループ会議議題(1)資料)

議題 (1) 伊豆大島沖での 水中騒音調査の結果報告

2020年度水中騒音対策検討プロジェクト第3回SG会議
2021年3月26日(金)
大阪大学大学院工学研究科
酒井 政宏

目次

- 緒言
- 計測概要
- 音源レベルの推定 (球面拡散, 1/3オクターブバンド)
- ハイドロフォンデータの検証
- 有効なCPA距離の検討
- 1/3オクターブバンドごとの音源レベルの傾向の分析
- 分析対象船舶数
- 船舶水中騒音の音源レベルの傾向
- 結言
- 今後の課題

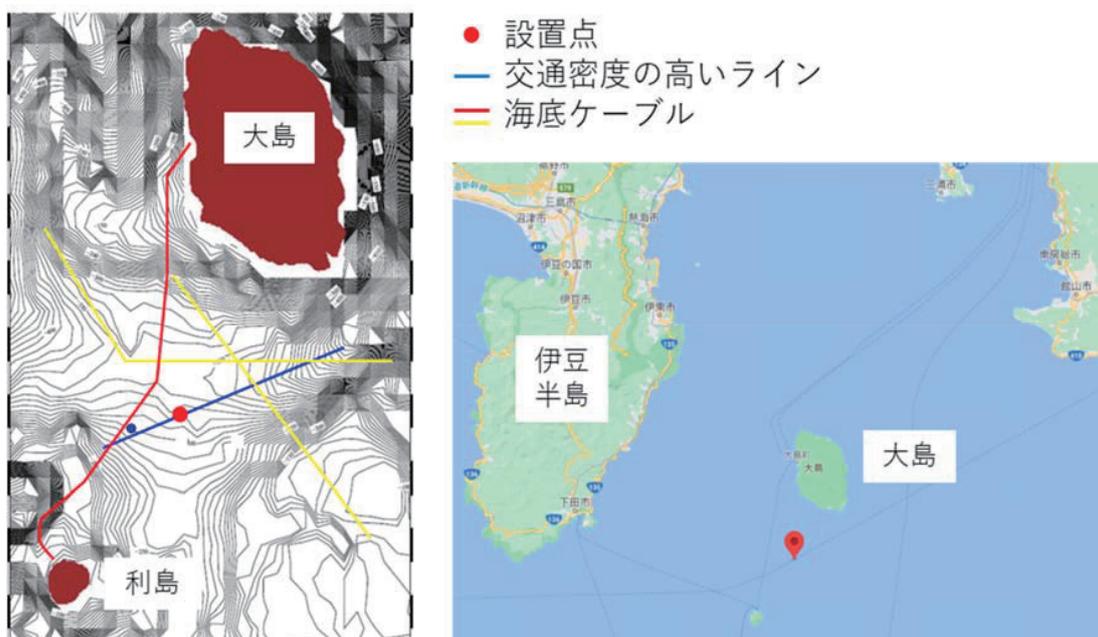
緒言

2

- 船舶の水中騒音レベルを知るためには、多数の船舶の水中騒音を計測する必要がある。
- ISO 17208-1に基づき計測されるが、多数の船舶の音源レベルの計測は現実的ではない。
- 航路の近くにハイドロフォンを設置することで多数の船舶の水中騒音を計測し、その音源レベルを推定する方法が試みられている。
- 本プロジェクトでは伊豆大島南方航路直下にハイドロフォンを設置し、計測点近傍を通過した船舶の水中騒音を計測、その音源レベルを推定し、船舶水中騒音の傾向の分析を行なった。

計測概要（計測地点と海底地形図）

3

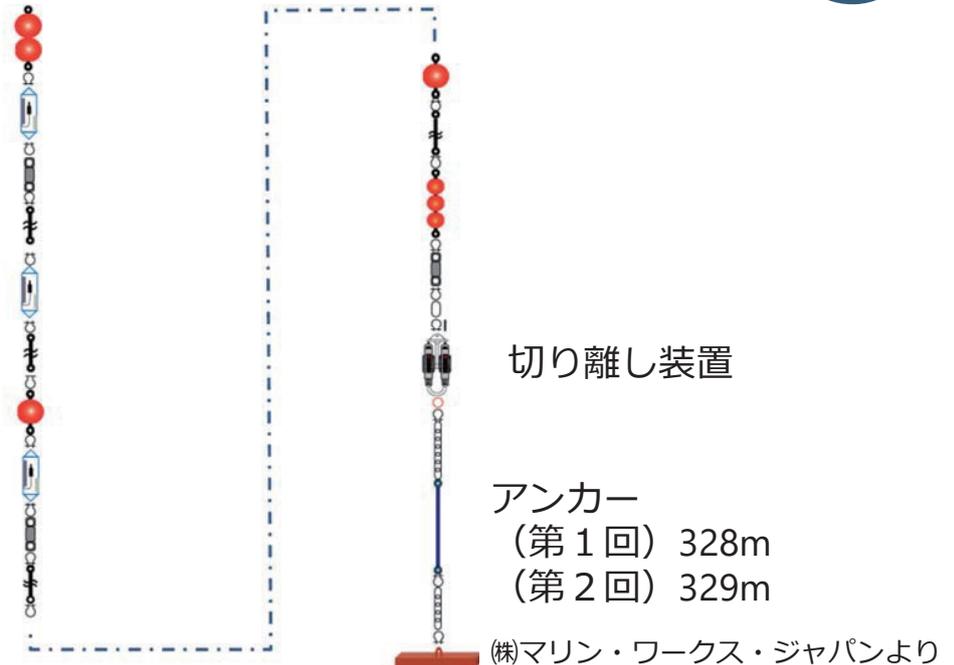


計測概要（ハイドロフォン設置系と設置機器）

ハイドロフォン1
 圧力計1
 流向流速計
 （第1回）55m
 （第2回）56m

ハイドロフォン2
 （第1回）116m
 （第2回）117m

ハイドロフォン3
 圧力計2
 （第1回）201m
 （第2回）202m



音源レベルの推定

- 計測データ
 - ハイドロフォン→水中音の記録
 - 圧力計，流向流速計→ハイドロフォンの位置の推定
- 追加データ
 - 船舶AISデータより，船舶の位置情報
- 以上データより，水中音の受波レベル，ハイドロフォンおよび航行する船舶の時々刻々の位置がわかる。
- ハイドロフォンの近傍を航行した船舶については，その受波レベルがノイズに比して十分大きければ，船舶水中騒音の音源レベルの推定が可能となる。

音源レベルの推定（モノポール音源，球面拡散）

6

- それぞれハイドロフォンで計測した音を1秒ごとにフーリエ変換し，受波音圧レベル RL をカラーマップ（スペクトログラム，ローファークラム）で表し，船舶水中騒音がノイズより十分大きいことを確認.
- 船舶音をモノポール音源とみなし，音源位置を航行時の喫水の0.7倍として（ISOの方法に準拠），船舶再接近時の RL に球面拡散損失に基づく TL を加えて，音源レベル SL を推定した.

$$SL(f) = RL(f) + 20\log_{10}r$$

音源レベルの推定（1/3オクターブバンド）

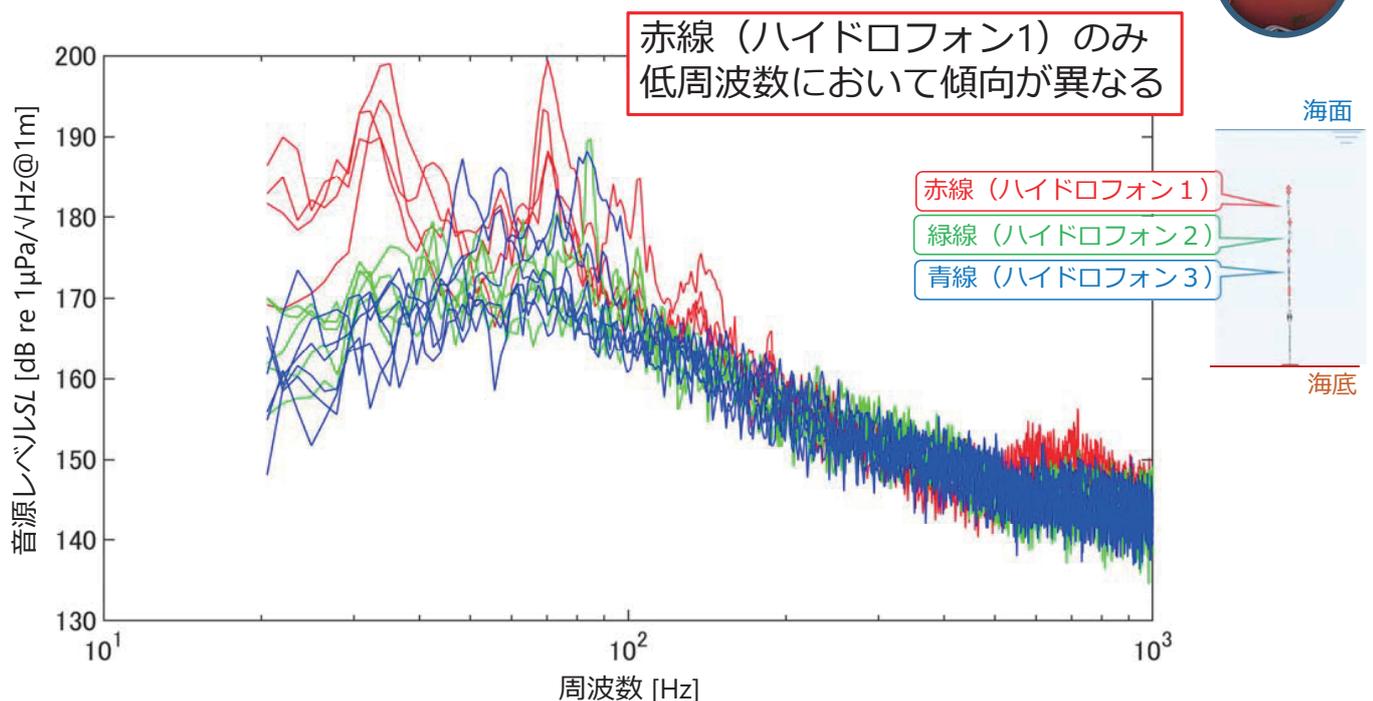
7

- 得られた音源レベル SL は，FFTの分解能に応じた一定の周波数刻み df の離散データである.
- 音響解析ではしばしば，等差的な周波数刻みのスペクトラムを，耳に感じる周波数特性に準じて等比的な周波数刻みのスペクトラムに変換する.
- 水中音響解析では1/3オクターブバンドが用いられることが多いようなので，本研究でも SL のパワースペクトラムを1/3オクターブバンドに変換し，そのデシベル値を用いて分析を行った.

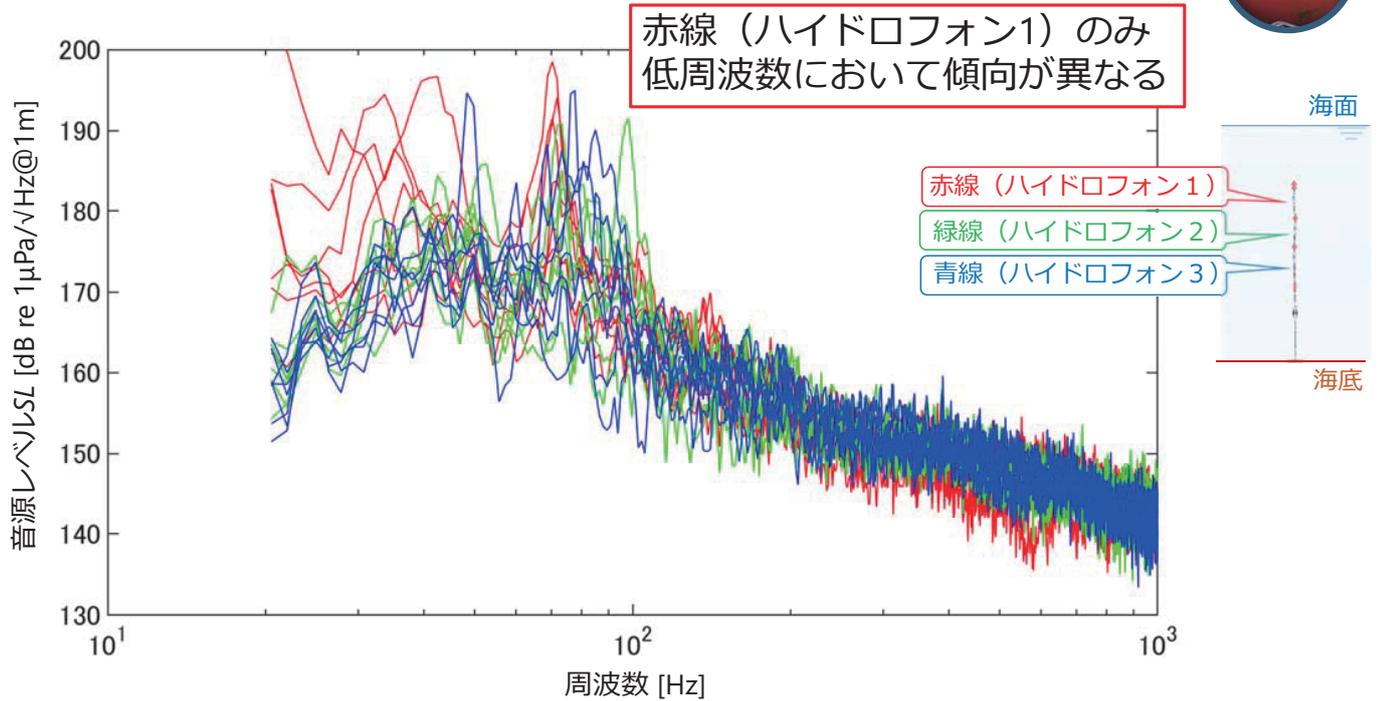
ハイドロフォンデータの検証

- ハイドロフォンデータの精度の検証をするために、期間中に複数回ハイドロフォン近傍を航行した内航船2隻の水中音データのSLを比較した。
- 上のハイドロフォンから順に、ハイドロフォン1, 2, 3とする。
- ハイドロフォン1, 2, 3の順に、赤, 緑, 青で表した。
- 横軸は周波数を対数表示したもの、縦軸はSL [dB re $1\mu\text{Pa} / \sqrt{\text{Hz}}$ @1m] である。

ハイドロフォンデータの検証 (船舶A)

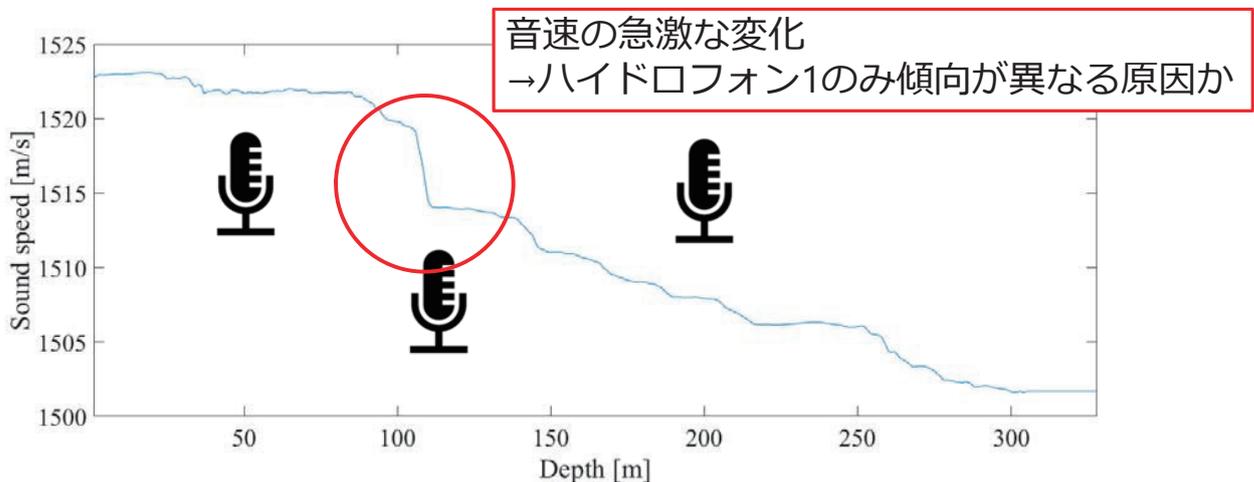


ハイドロフォンデータの検証（船舶B）



ハイドロフォンデータの検証

- ハイドロフォン1の低周波数が、他のハイドロフォンに比べて音源レベルが高く、200Hz以上では、ハイドロフォン間の差はほぼない。



ハイドロフォンデータの検証結果

- 同じハイドロフォン間でも10dB程度の差がある.
- 低周波数域においては, 単純な球面拡散損失を100Hz以下には適用できない可能性がある.
- 低周波の音波については, 音波の波動性を考慮した検討が必要であると思われる.
- ISOの方法では3つのハイドロフォンの平均をとるが, **今回はハイドロフォンごとに船舶水中騒音の音源レベルの分析を行なった.**

有効な水平最接近距離 (CPA) の検討

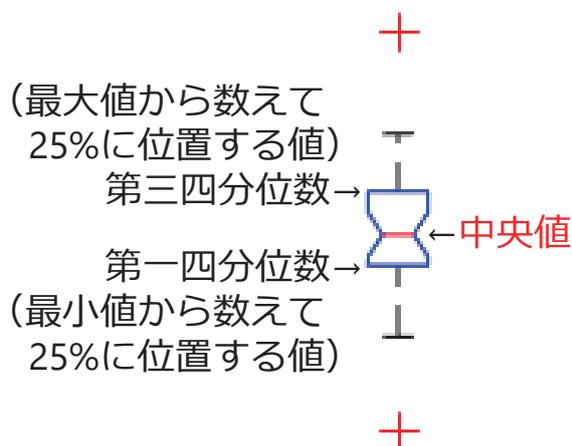
- *SL*の推定には球面拡散損失の式を用いるが, 船舶がハイドロフォンから近すぎても音源を点とみなせず, 遠すぎても海底や海面での反射により正確な推定が行えないことが予想される.
- ISOの方法では, 船舶・ハイドロフォン間の水平距離を100mもしくは船長の長い方として計測する.
- 船舶A, Bについて, **ハイドロフォンごとに*SL*をプロットし, CPAによる*SL*の変化がないと考えられる距離を検討した.**

有効なCPA距離の検討結果

- 船舶Aについては、CPAが166~642mであったが、距離による傾向は確認できない。
- 船舶Bについては、CPAが13~847mであり、近距離側は問題がなさそうであるが、CPAが847mの場合は傾向から外れるようである。
- そこで今回は少し厳しめに、**水深の2倍までのCPAを分析対象とした。**
- 水深は11-12月の計測で328m、12-1月の計測で329mであったので、CPAは656m、658mまでとした。

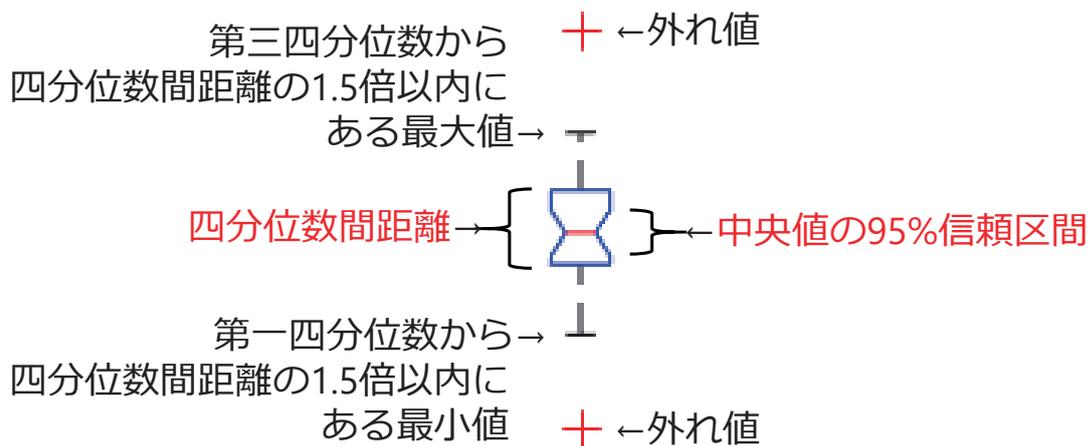
1/3オクターブバンドごとの音源レベルの傾向の分析

- 1/3オクターブバンドごとの音源レベルを用いて、船種、サイズ、建造年、建造国ごとの水中騒音の傾向を分析した。
- 先行研究にならい、分析にはデータのばらつきをまとめて表現する箱ひげ図を用いた。



1/3オクターブバンドごとの音源レベルの傾向の分析

- 1/3オクターブバンドごとの音源レベルを用いて，船種，サイズ，建造年，建造国ごとの水中騒音の傾向を分析した．
- 先行研究にならい，分析にはデータのばらつきをまとめて表現する箱ひげ図を用いた．

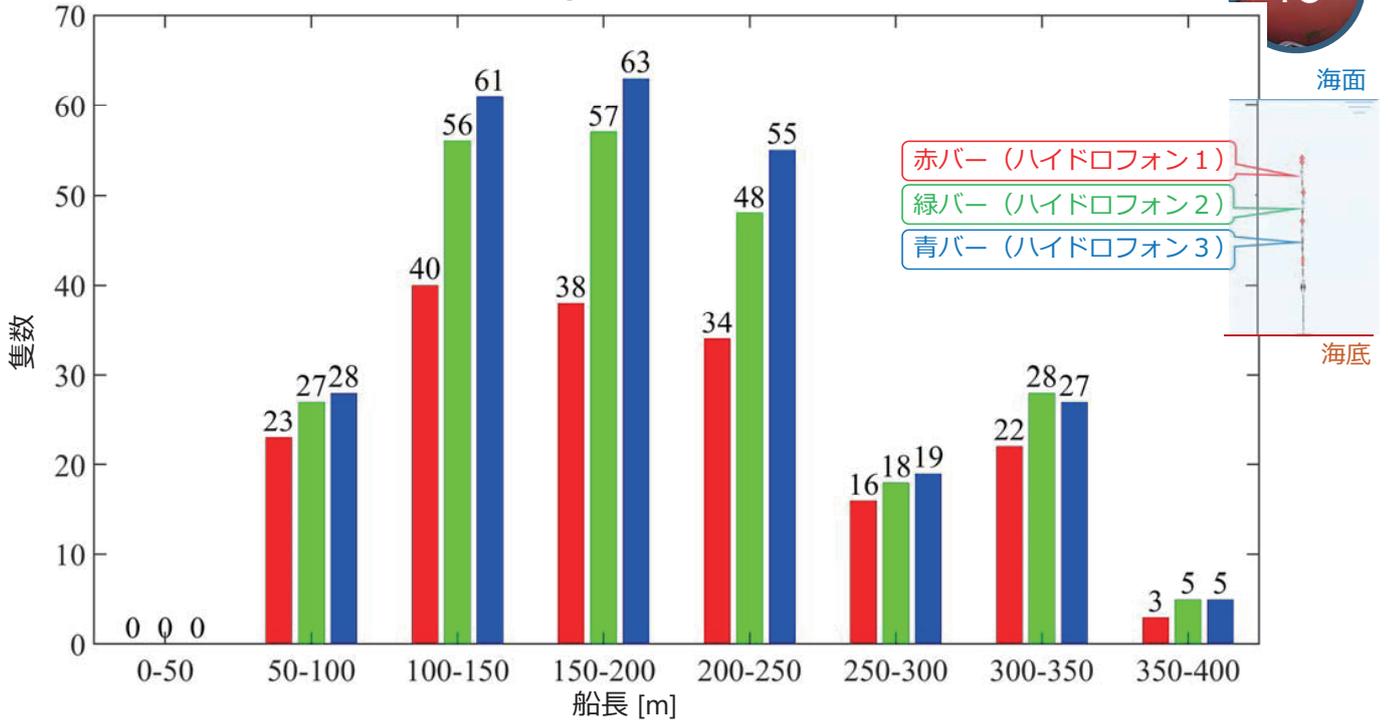


分析対象船舶数

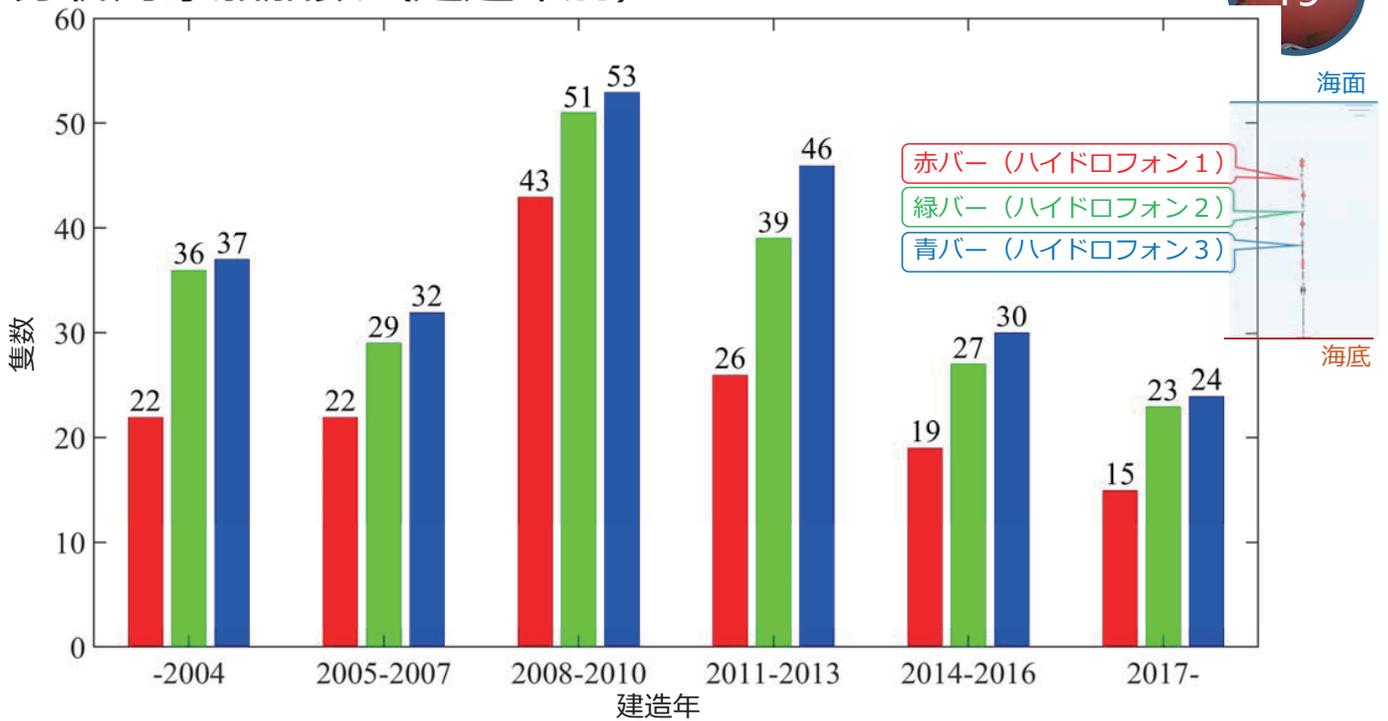
船種	ハイドロフォン1	ハイドロフォン2	ハイドロフォン3
コンテナ船	48	64	67
自動車専用船	27	45	50
一般貨物船	30	38	41
撒積船	28	38	44
ケミカル船	18	20	21
油槽船	11	13	13
その他	14	21	22
合計	176	239	258

チップ船は撒積船に，プロダクトオイルタンカーはケミカル船にそれぞれ含めた．また“その他”には，LPG船，RORO船，鉍石船，冷凍船，漁船，官公庁船，客船，その他専用船が含まれる．

分析対象船舶数（船長別）

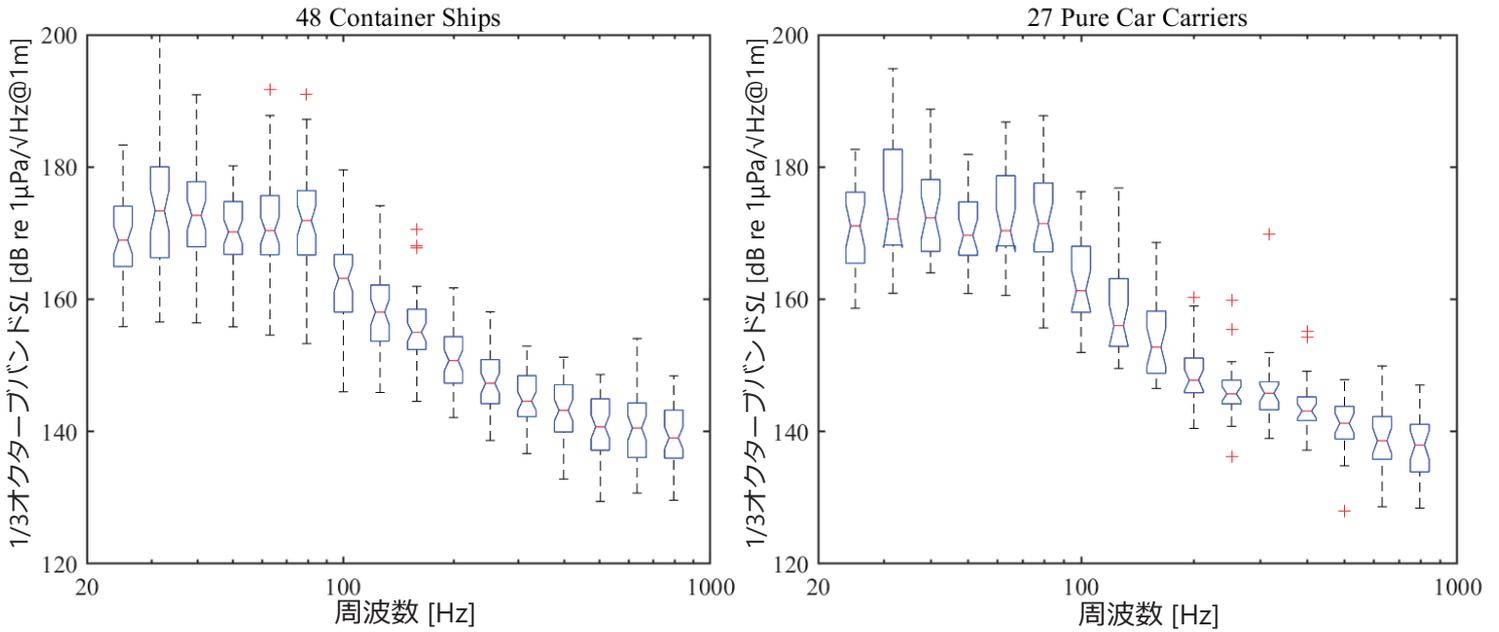


分析対象船舶数（建造年別）



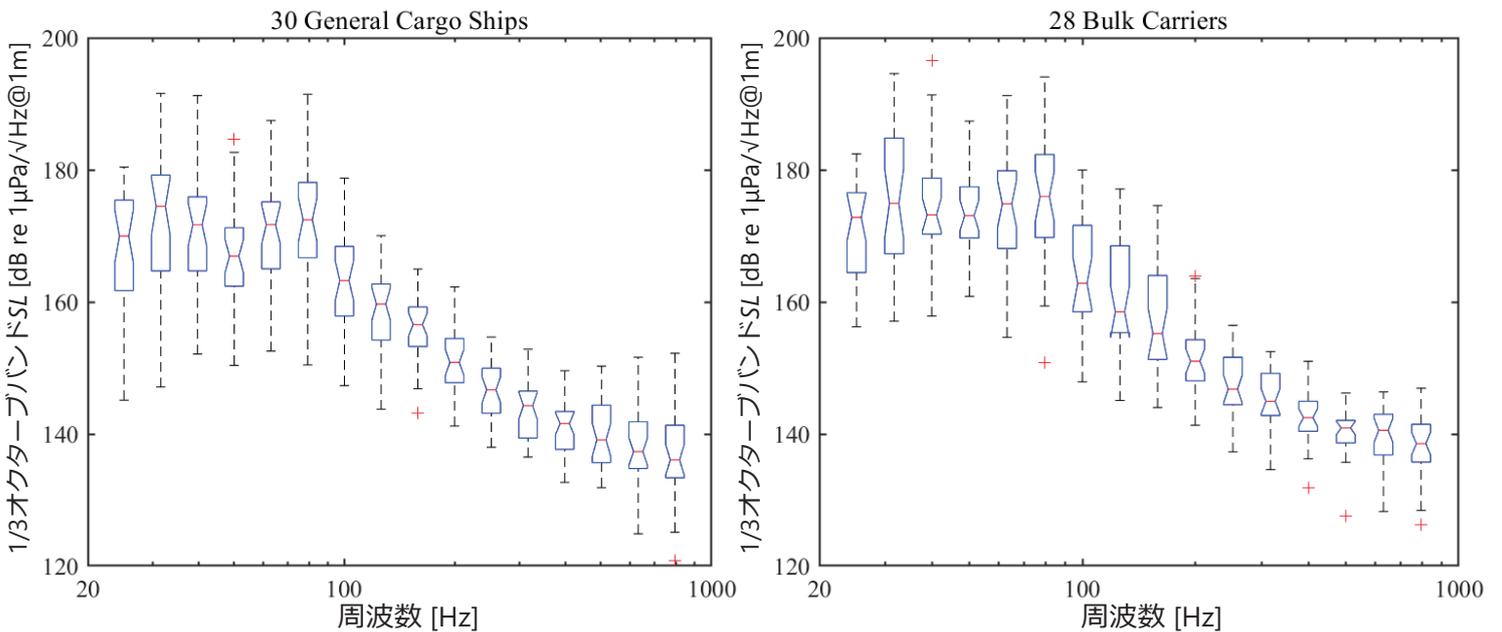
船舶水中騒音の音源レベルの傾向

船種別－ハイドロフォン1（コンテナ船，自動車専用船）



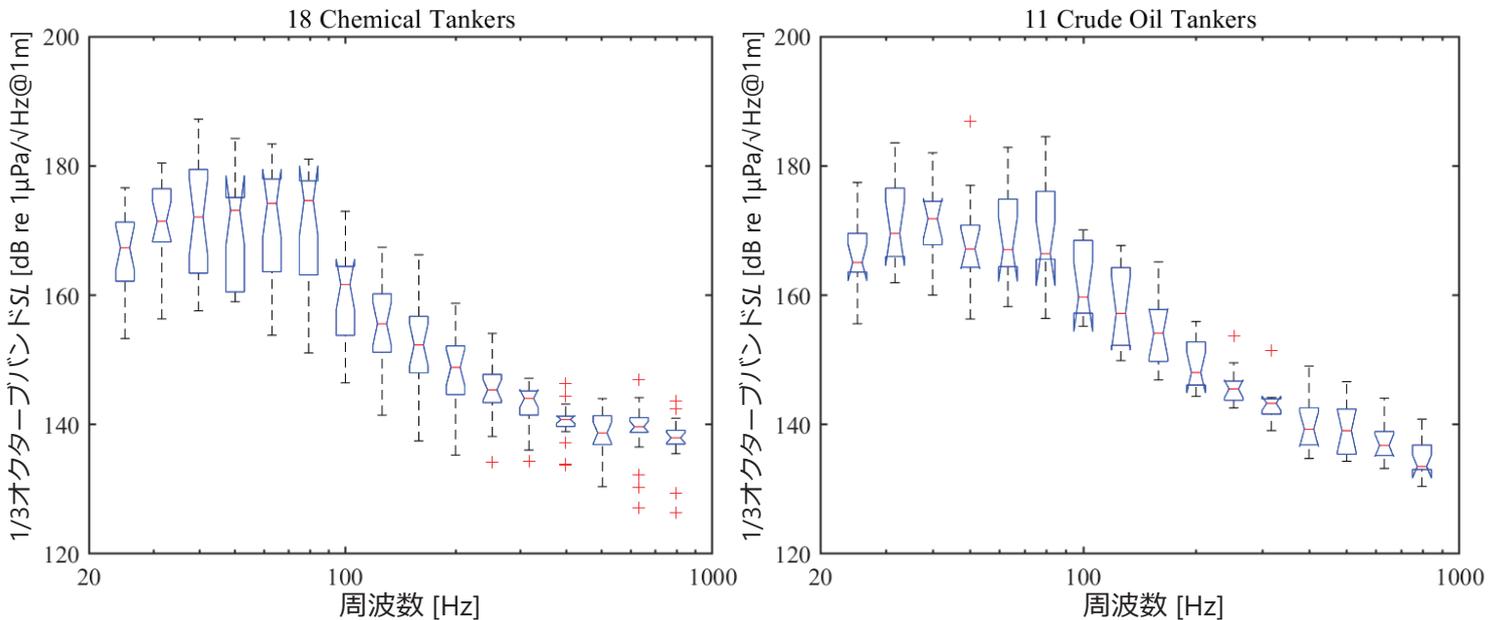
船舶水中騒音の音源レベルの傾向

船種別－ハイドロフォン1（一般貨物船，撒積船）



船舶水中騒音の音源レベルの傾向

船種別－ハイドロフォン1（ケミカル船，油槽船）

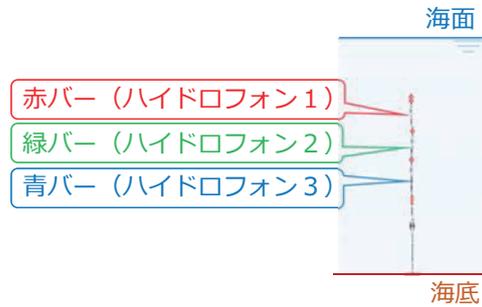
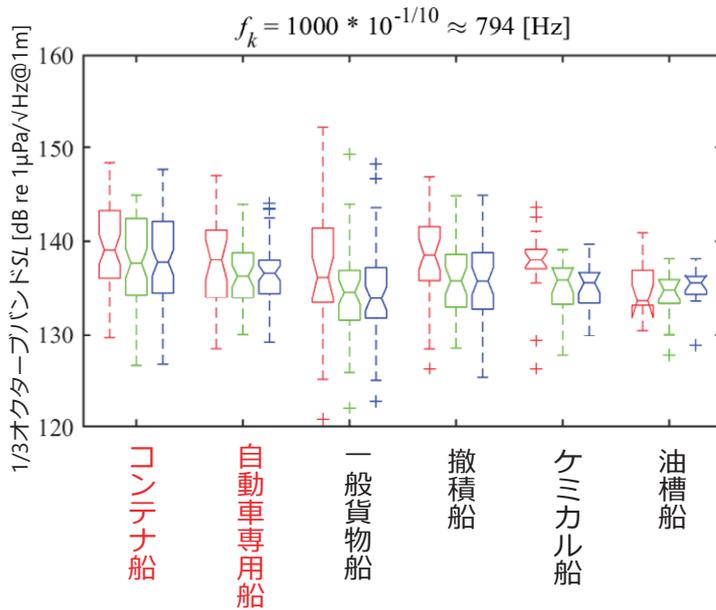


船舶水中騒音の音源レベルの傾向

- 各船種ともに100Hz以下に音源レベルの最大値を持ち，200Hz以上ではほぼ直線的に減少しており，一般的な船舶水中騒音のスペクトル特性を示していると言える。
- 1/3オクターブバンドの音源レベルの周波数特性について，船種ごとの顕著な違いは確認されなかった。
- サイズ，建造年ごとの分析においても同様であった。
- そこでオクターブバンドごとの音源レベルを船種，サイズ，建造国ごとに比較した。
- なおサイズの代表値として，船長を用いた。

船舶水中騒音の音源レベルの傾向

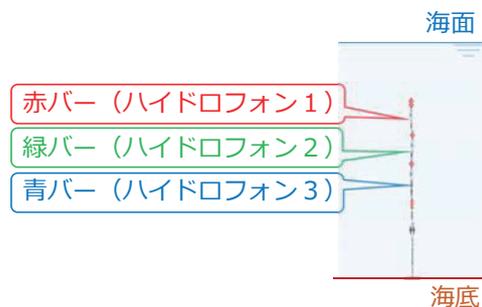
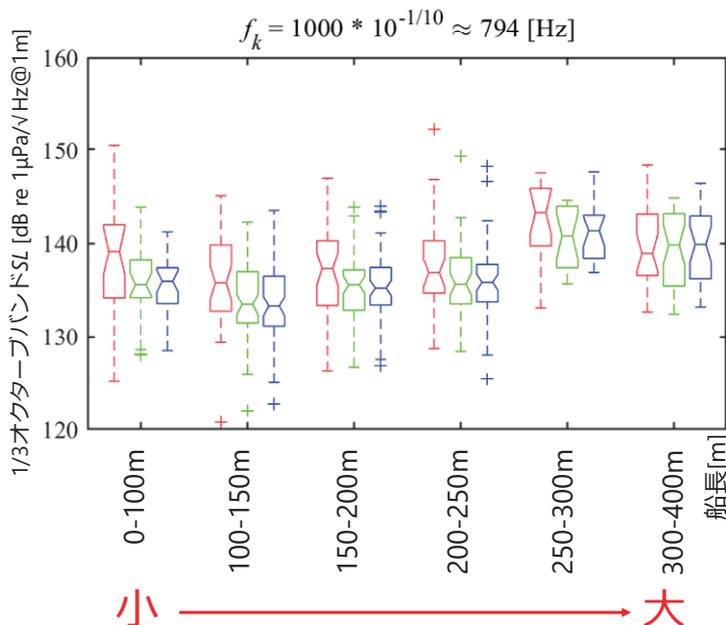
船種別の比較



コンテナ船, 自動車専用船の音源レベルが高い傾向が確認された。

船舶水中騒音の音源レベルの傾向

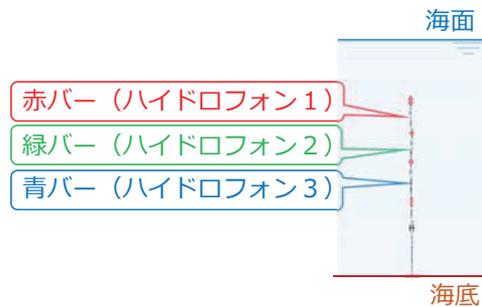
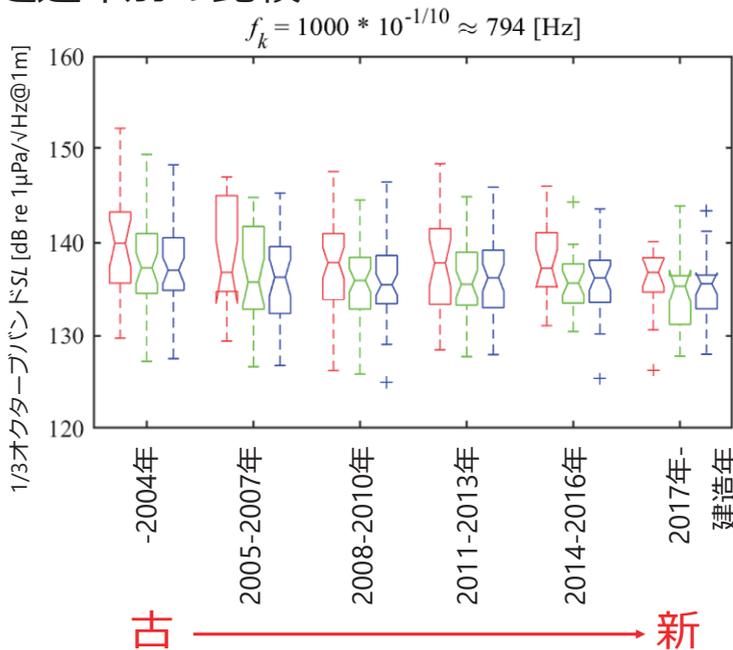
船長別の比較



船長の大きい船舶の音源レベルが高い傾向が確認された。

船舶水中騒音の音源レベルの傾向

建造年別の比較



船齢の大きい船舶の音源レベルが高い傾向が確認された。

船舶水中騒音の音源レベルの傾向

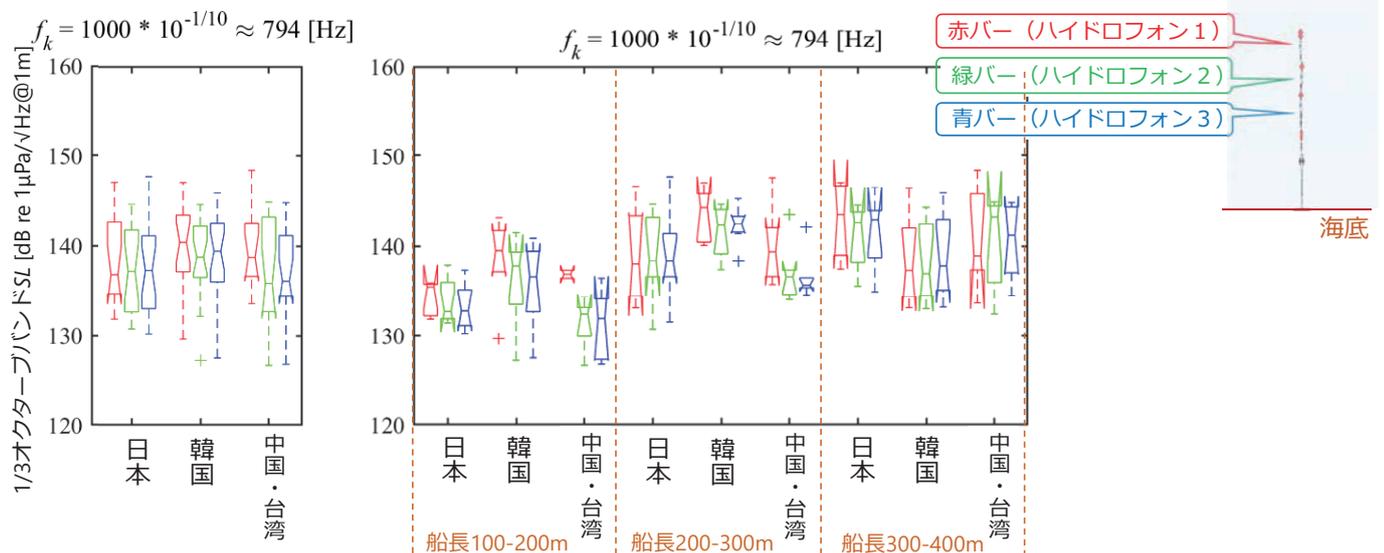
- 計測海域を通過した全ての外航船の水中騒音データを用い、船種・船長・建造年による船舶水中騒音のSLの傾向を明らかにした。
- 一方で先ほどの分析では、様々な要因が複合していると考えられる。
- そこで船種ごとに分析を行うことで、船長や建造年、建造国ごとの船舶水中騒音の傾向を確認した。
- 時間の都合上、詳細なデータについては報告書をご参照いただきたい。

船舶水中騒音の音源レベルの傾向（船種ごと）

- コンテナ船では、船長100mごとにおおむね4-5dB程度増加，建造年6年ごとにおおむね2-3dB程度増加.
- 自動車専用船では、船長のばらつきが小さく船長によるの差は見られず，建造年6年ごとにおおむね2-3dB程度増加.
- 一般貨物船では，建造年6年ごとにおおむね2-3dB程度増加.
- 肥大船では，船長100mごとにおおむね2-3dB程度増加，建造年6年ごとにおおむね1-3dB程度増加.

船舶水中騒音の音源レベルの傾向（建造国ごと）

- コンテナ船について，建造国ごと（日本，韓国，中国or台湾）の比較を行なった。（他の船種についてはほとんど日本で製造されていたため比較が行えなかった.）



船舶水中騒音の音源レベルの傾向（建造国ごと）

30

- 韓国・中国or台湾製のコンテナ船に比して，日本製のコンテナ船は静かであることが確認された。
- しかし，計測海域を航行していたコンテナ船において，日本製は300mを超えるものがやや少なかったため船長区分ごとに再度解析を行った。
- その結果，建造国毎の差は顕著ではなくなったが，船長ごとに分けたことに伴い解析対象隻数が減少，データの中央値の信頼区間がかなり大きくなってしまい，本解析結果をもって建造国ごとの差がないと結論付けるには至らなかった。

結言

31

- 本プロジェクトの水中騒音計測により，計測された外航船のSLは上のハイドロフォンから順に，176，239，258隻であった。
- コンテナ船と自動車専用船の音源レベルが高い傾向。
- 船長の大きい船舶ほど音源レベルが高い傾向。
- 船齢が高いほど音源レベルが高い傾向。
- 船種ごとに増加量は異なる可能性が示唆された。
- 建造国ごとの差については，データ不足のため差がないと結論づけることはできなかった。
- （報告書に詳細を記載）2隻の船舶が同時にハイドロフォン近傍を航行した際の水中音記録から，それぞれの音源レベルを推定する試みを行い，経験式に基づく伝搬計算によって概略それぞれの音源レベルが推定できることを示した。

今後の課題

- 船速による影響の分析（AISの対地船速および最大速力との比などを用いた分析、対水船速の推定）
- 本計測に基づく、船舶水中騒音の音源レベル推定式の作成
- 水中騒音の変化を表す他のパラメータの検討
- 水中騒音・伝搬のより詳細な検討（内航船データの解析）
- 水中騒音計測の追加

付録 2

水中騒音低減のための国内外技術及び IMO 水中騒音
ガイドラインのレビューに関する調査の結果報告
(第3回ステアリンググループ会議議題(2)資料)

水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査の結果報告

2021年3月26日

国立研究開発法人 海上・港湾・航空技術研究所

海上技術安全研究所

川北 千春



報告書目次

1. はじめに	2
2. 水中騒音に関する計測技術	4
3. 水中騒音の数値計算による予測技術	27
4. 水中騒音低減技術	38
5. 2014年IMO 水中騒音低減のためのガイドラインの概要	59
6. 水中騒音低減のためのガイドラインに関するアンケート調査 ...	63
7. IMO に提案すべき内容案	78
8. おわりに	80

水中騒音低減技術



- 水中騒音低減対策を主に 5つの分野に分類し、文献調査を行った。【 】内は技術数
 - ① オペレーションによる水中騒音低減【1】
 - ② プロペラの水中騒音低減【29】
 - ③ 機関・構造上の処置による水中騒音の低減【18】
 - ④ 船体周り流れ制御による水中騒音低減【5】
 - ⑤ その他（風力利用，陸電供給）【4】
- Vardレポートを参考に水中騒音低減技術マトリックスを作成した。
 - ・ 船舶の設計と運航に対する利点と利点
 - ・ 欠点と課題
 - ・ 技術成熟度（TRL：Technology readiness levels）
 - ・ 実施と運用のためのコストの影響
 - ・ 異なる船型への適用性
 - ・ 有効性；周波数範囲と騒音レベルの低減の観点から
- さらに、それぞれの技術の水中騒音低減効果が、「実船試験」、「水槽試験」、「数値計算」のいずれのデータに基づいて評価されているかを調査した。

水中騒音低減技術マトリックスの一例



	メリット	デメリット	TRL	コスト 増減(%) / 範囲 回収期間	適用 レドフィット/新造 船種	効果 周波数範囲 (Hz)	効果 水中騒音の 低減(dB)	実船 実験	模型 試験	数値 計算
1.1 オペレーション										
1.1.1 減速運航 通常運行船速から11ノットまで減速したときの低減を表に示す。	F E CC		9		NB 1 - 4	All	High Container 11.5dB Cruise vessels 10.5dB Vehide carriers 9.3dB Tanker 6.1dB Bulkier 5.9dB	[5] [62]	[5]	
2.0 プロペラ										
2.1 プロペラ/推進器の設計										
2.1.1 速力当たりのプロペラ回転数の低回転化	F CC	D	9	不明	NB 1 - 4	All	Low ~ medium (推進器による)	[1]	[1]	[1]
2.1.2 プロペラの没水深度の増加		D	9	不明	NB 1 - 2	不明	Low		[2]	
2.1.3 ハイスキュープロペラ	CC	D W	9	通常プロペラに対して10~15%増	RF/ NB 1 - 2	40~300	Medium (伴流分布による)	[3] [4] [5]	[3] [5]	[3] [5]
2.1.4 CLT (Contracted Loaded Tip) プロペラ	F CC	D	9	通常プロペラに対して20%増	RF/ NB 1 - 4	≤1000	Medium	[5] [6]	[5] [7]	[5] [6] [7]
2.1.5 2重反転プロペラ	F	D M P	9	高コスト	RF/ NB 1 - 2	40~300	Low ~ Medium	[8]		
2.1.6 カベルプロペラ	F	D	9	通常プロペラに対して20%増	RF/ NB 1 - 2	≤1000	Low	[5] [11]	[5]	[5] [10]

水中騒音低減技術まとめ



1. 水中騒音低減を主目的とした対策

- ・ マスカー（船体周りを大量の気泡で覆う）、プレーリー（プロペラ前縁より空気を吹出す）、ポンプジェット推進器（プロペラを減速型ダクトで覆う）
- ▶ いずれも艦艇に用いられている技術であり、燃費は悪化する。
- ▶ 摩擦抵抗低減手法の空気潤滑システムは、マスカーと同様に船体周りを気泡で覆うが、吹き出す空気量が少ない。水中騒音低減の可能性はあるが、実船計測事例はないようである。

2. 間接的に水中騒音低減につながる対策（主目的は、燃費向上・振動低減）

- ・ 減速運行（プロペラ回転数の低回転化）→水中騒音低減効果は大きい
- ・ プロペラ効率向上やキャビテーション性能向上（船体振動低減、エロージョン防止）を主目的に実施される対策ではあるが、キャビテーションが向上すれば、水中騒音低減につながる。
- ・ 推進性能を向上させる目的の省エネデバイス（プロペラ前方ダクト、フィン付きボスキャップ）のうち、プロペラ荷重度の低減が見込めるデバイスは、キャビテーション性能が向上すれば、水中騒音低減につながる。
- ・ 船体振動低減主目的とした対策は、船体外板の振動低減に関与すれば、水中騒音低減につながる。

3. 水中騒音低減とGHG削減を両立可能な将来期待できる対策

- ・ 風力アシスト推進（プロペラ荷重度低減により、キャビテーション性能向上に期待）
- ・ コンポジットプロペラ（翼変形によるキャビテーション性能向上に期待）
- ・ 空気潤滑システム（気泡による水中騒音の減衰に期待）

水中騒音低減のためのガイドラインに関するアンケート調査



アンケート回答機関

回答機関（19機関）



■ 船社 ■ 造船所
■ 船用機械メーカー ■ 研究機関・団体

アンケート内容

- Q1：IMO水中騒音ガイドラインに書かれていること（特にガイドラインの7以降に書かれている騒音を低減する方法）は水中騒音低減に効果があると思うか。
- Q2：ガイドラインに書かれていることを一部でも実施しているか。
- Q3：（本ガイドラインを知らなかった場合のみ回答）今後このガイドラインに書かれていることを実施したいと思うか。
- Q4：本ガイドラインで改善すべき点はあるか。
- Q5：プロペラからの水中騒音に関する予測計算について
- Q6：模型を用いたキャビテーション試験について
- Q7：実船水中騒音計測について
- Q8：海上試運転海域について
- Q9：水中騒音低減の取り組みについて
- Q10：燃料コストと航海時間の関係
- Q11：水中騒音に関し、産官学の関係機関が集まって実施すべき、もしくは実施した方がよいと思われるテーマについて

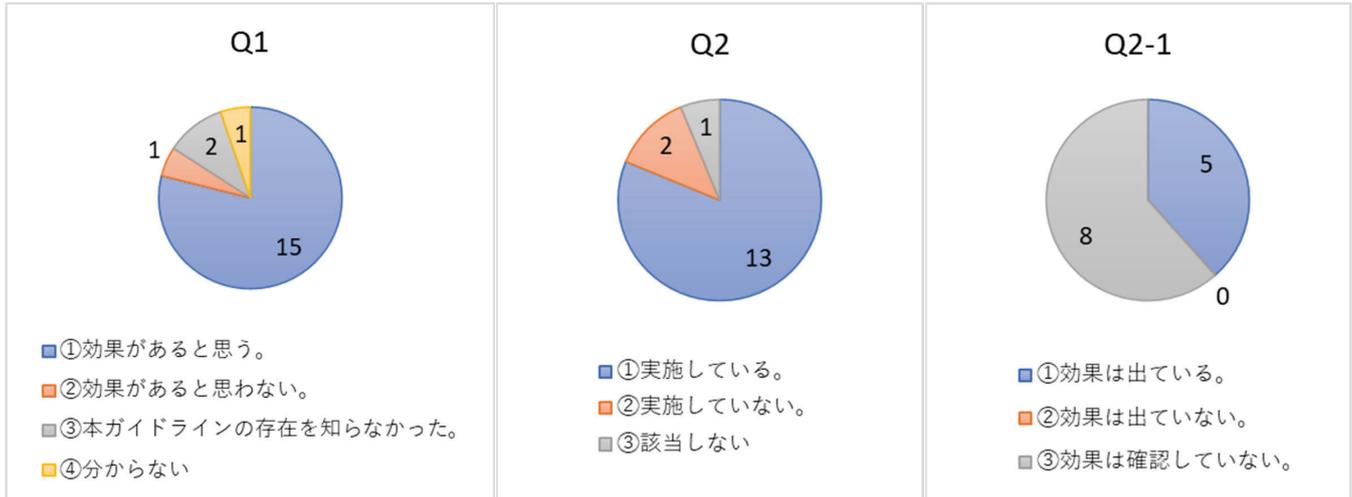
アンケート結果（Q1、Q2、Q2-1）



Q1：IMO水中騒音ガイドラインに書かれていること（特にガイドラインの7以降に書かれている騒音を低減する方法）は水中騒音低減に効果があると思うか。

Q2：ガイドラインに書かれていることを一部でも実施しているか。

Q2-1：実施しているとすれば、どのような事を実施しているか。効果は出ているか。



Q2-1の実施内容



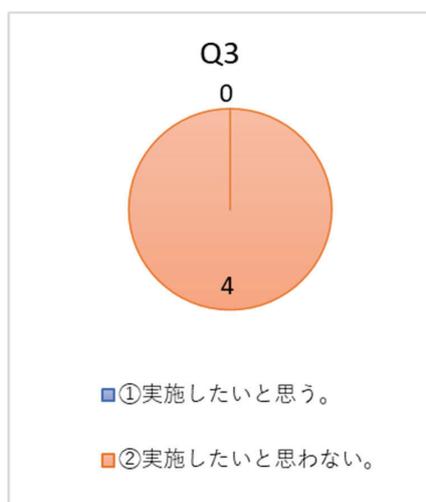
- 船体形状、プロペラ形状・省エネ付加物形状等の流体性能的な工夫・最適化【7機関】
 - ・ 推進性能の改善、GHG排出量の削減、キャビテーションによるエロージョンの低減、船体振動低減等が主な目的であり、水中騒音低減を主目的に実施しているわけではない。キャビテーション性能向上が水中騒音低減に効果があるといった目線。
 - ・ 一般商船では船主にとってプロペラ効率が落ちる＝燃費が悪化するということなので、効率を落としてでも水中騒音を下げしてほしいという要望はない。
- 主機出力や回転数の選定も含めた全体最適化
- 主機等の防振設計等の機装・構造的な最適化
- 模型プロペラを用いたキャビテーション試験【6機関】
 - ・ 水中騒音計測は、水中ソナーを備える艦艇、官公庁船のみ
- 船体・プロペラ洗浄【4機関】
 - ・ プロペラ洗浄（就航後、1年毎）
 - ・ 船体の汚損調査の実施（ダイバーによる）
- 減速運航【2機関】
 - ・ 海洋生物の生息地として環境保護団体等から指定を受けている海域（カナダのローレンス湾やアメリカ東岸）は、可能な限り避ける、あるいは指定された船速以下で航海するよう計画を立てている。

Q2-2：なぜ実施していないのか（ハードルは何か）。

- 水中騒音を低減するための施策を考慮したことが無い。
 - ・ 伴流制御装置の採用やプロペラのメンテナンスは燃費効率向上（維持）を目的としており、騒音の低減を目的として実施していない。
- 効率、燃費を優先すれば水中騒音・船尾変動圧力低減はプロペラ効率最大化の制約条件であり、現状は船主、造船所にとって経済的デメリットが大きいため。
- 具体的要件が明確でないため。
- 推進性能への影響が懸念されるため。
- 強制要件でないため。

アンケート結果（Q3）

Q3：（本ガイドラインを知らなかった場合のみ回答）今後このガイドラインに書かれていることを実施したいと思うか。



【Q3-2：実施しない場合、それはなぜか。】

- 海洋生物と接触防止の観点では静かな方が危険と思われる。
- ガイドラインに記載の項目はすでに既存船において実施されているが、水中騒音を意識したものではなく船の燃費、船速等の効率を重視したものである。騒音軽減が優先されるべきではないと考える。
- 具体的要件が明確でないため、推進性能への影響が懸念されるため、強制要件でないため。
- 現在の技術では、多くの船種・船型において、電気推進船の燃費、CO2排出量が、2ストロークディーゼルエンジン直結の推進システムと比べて大きく劣っていることは周知の事実であり、だからこそ特別な目的の船を除き商船で普及が進んでいない。かたやCO2の低減が強く求められている現在の環境下において、水中騒音の観点のみで電気推進を推奨する議論は短絡的な意見だと思う。

Q4 : 本ガイドラインで改善すべき点はあるか。

- 水中騒音レベルの予測手法に関する具体的な方法、計算例の提示【6機関】
 - ・ 具体的な計算手法が示されていない。技術的には現時点で未確立との認識（計算精度向上段階であり、実機レベルでの精度検証例は少ない）。予測手法の信頼性評価（実船データとの比較検証）
 - ・ 『可能性がある』というニュアンスの表現があるが、効果が担保されている、あるいは技術的に裏付けがある内容のみの記載としたほうが良いと考える。
- 実船水中騒音計測方法（簡便な方法）【2機関】
- 騒音低減と燃費性能の改善は必ずしも両立できないため、各ガイドラインが矛盾の無い内容であって欲しい。
- 実効的な水中騒音低減を提案するならば保護すべき局所的な海域を特定した上で、減速運航（船速制限もしくは馬力制限）することが有効。
- ガイドラインであるため改善は不要【4機関】
 - ・ 強制でないガイドラインとしては現状のままで一つの形かと思う。
 - ・ ルール化されるのであれば設計を含めてどういう対応となるか詳細議論が必要。
 - ・ 目的、ターゲット、技術の詳細、定量的な効果が具体的でないので参考にならない。
 - ・ 海技研等で中小造船所でも使えるような手法が示されない限り、強制化は実際的ではないと思う。

Q5 : プロペラからの水中騒音に関する予測計算について

Q5 : プロペラからの水中騒音に関する予測計算について



【自由記述（予測計算法の概要）】

- CFDもしくは揚力面法とBrownの式等の組み合わせによる簡易予測計算【4機関】
 - ・ 一般商船で設計仕様になることはないが、ソナーを搭載する艦艇で検討する。その場合はCFDとBrownの式等を用いている。
- CFDとP-FWH法の組み合わせ。
- 理論計算と気泡モデルを組み合わせる方法。
 - 比較検証可能な実船騒音データが必要。
 - 基本的には水槽試験での値を参照。
 - 予測計算は未だ研究途上の技術と理解している。
 - 具体的な計算手法が示されていない。技術的には現時点で未確立と考えられる（計算精度向上段階であり、実機レベルでの精度検証例は少ない）。

Q6：模型を用いたキャビテーション試験について



Q6：模型を用いたキャビテーション試験について



【自由記述】

- キャビテーション水槽内にハイドロフォンを設置して水中騒音計測【7機関】
 - ・ 研究開発で水中騒音計測を実施している。
 - ・ 艦艇、官公庁船、調査船、漁船で実施することがある。
- キャビテーション試験は実施するが、水中騒音計測は実施していない。【3機関】
 - ・ キャビテーション観察試験、変動圧計測試験（新設計船：必要に応じて実施）
 - ・ 主にワイヤーメッシュ法を用いたキャビテーション試験を新設計プロペラに対して実施し、キャビテーションパターンおよびプロペラ直上の船体の変動圧力を確認する。
- キャビテーション試験費用は数百万円のオーダーであり、中手以下のサイズの船についての試験実施では、プロペラの製品価格と試験費用のオーダーが変わらなくなり、試験実施は不合理。試験場の試験キャパとしても対応不可である。そのため、キャビテーション試験を実施しているのは比較的規模の大きな造船所に限定されている。キャビテーション試験の実施が必須になった場合、プロペラメーカー、中手以下の造船所にとっては死活問題になると考えられる。

Q7：実船水中騒音計測について



Q7：実船水中騒音計測について (ISO17208に準じた計測を実施しているか、その他の方法で計測しているかを記載ください。)



【自由記述】

- おおむねISO17208に準じた手法【3機関】
 - ・ 計測船を用いた計測は海象条件により、計測船の動揺、計測船およびハイドロフォンが流されるなどの問題が発生する。また、計測船から100m位置を、本船が繰り返し航走するには熟練した操船技術が必要になると考えられる。
 - ・ 計測船が必要になる点に課題があり、もっと簡単な手法で評価できないか。
- 定置式のハイドロフォンアレイを設け、水中騒音を計測できるサイトを業界として日本国内で共有してはどうか。
- プロペラメーカーが主体となって実施することは極めて少ない。

Q8 : 海上試運転海域について



Q8 : 海上試運転海域について



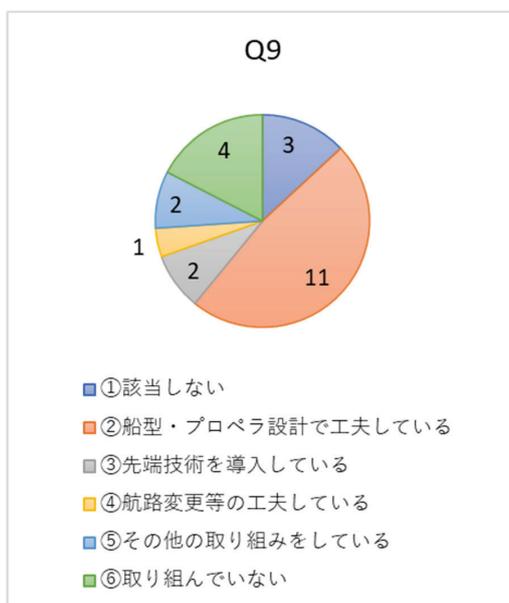
【自由記述】

- 五島灘（長崎県五島沖）、水深約200m程度【3機関】
 - 徳島沖(水深200m程度)および駿河湾(水深1000m以上)
 - 相模湾、駿河湾、紀伊水道など
 - 場所は建造船によります。通常の試運転では水深は100m～200m程度
- 船社としては速力試験を行う際に、試験結果に影響が出ない水深を要望し、造船所と試験海域の協議をしている。船型や計画喫水によって船社要望の水深は異なるが、IMOのガイドラインという閾値では判断・要望していない。
- 試験海域の水深が150m以上必要であるが、各造船所が実施している試運転海域の水深に問題ないか？計測船もしくは専用ブイが必要となり、造船所等に相応の費用と労力の負担が発生する。計測船や専用ブイを使用しない簡便な計測方法が必要と考えられる。

Q9 : 水中騒音低減の取り組みについて



Q9 : 水中騒音低減の取り組みについて



【自由記述】

- 推進効率を向上させる為に行った船型開発の結果、船尾流場が改善され、プロペラキャビテーションの発生が幾分抑えられていると考えるが、水中騒音低減を意識した取り組みは特に行っていない。
- 優れたキャビテーション性能となるように船型およびプロペラ設計を行い、その結果、水中騒音も低減されていると考える。
- 船型、プロペラ設計は省エネ及び効率を重視し、造船所から提供されるものを選択して使用している。結果的に水中騒音の低減になっているか否かは、水中騒音の計測を実施していないので不明。
- EEDIと水中騒音低減の両立を図る流体技術、プロペラ製造技術開発を実施している。
- CFRPプロペラ等の取り組みを行っている。
- 主機出力や回転数の選定も含めた全体最適化
- 主機等の防振設計等の機装・構造的な最適化

Q10：燃料コストと航海時間の関係



Q10：水中騒音の低減には、低速運航が有効な手段の一つ。GHGゼロエミッション船では、代替燃料の導入が必要になると想定され、燃料コストが現状の数倍以上になると予想されている。燃料コストと航海時間の関係について受入可能と思われる数値は？



国立研究開発法人 海上・港湾・航空技術研究所
海上技術安全研究所
NMRRI National Maritime Research Institute FLDCTRL

■ 「②コスト3倍、時間1.5倍」の回答機関

- 造船の建造コストにおいて、日本は中、韓に対して割高である。船主に対する付加価値が大きくなるには、船における性能差による物流コスト差が大きくなる方が（現段階では）国内造船業にとってはメリットがある。

■ 「④コスト増、時間増の受け入れ困難」の回答機関

- 顧客にとって、航海時間はサプライチェーンの一部をなすものであり、変更が発生すると生産計画や在庫管理、売り上げ計上のタイミングなど広範囲に影響するため、燃料の変化に伴い航海時間を大きく変えること（特に増加すること）は、現時点では容易ではないと考える。
- コスト増について、現時点では環境対応のためのコスト増を最終顧客が負担するという環境は醸成されておらず、現時点では受け入れ困難（要協議課題）な状況。顧客へ提案する際にコスト2倍では話が出来ないという印象。

■ 「⑤わからない」の回答機関

- 燃料コストは主に荷主との調整が必要となる。マーケット次第であり、経済的な合理性を確保できるかどうか現状では判断できない。
- 低速化は安全運航という観点から下限が決まる気がする。
- GHGのように強制化され、世界的に取り組みないといけなくなった場合、仕様での対応なのかオペレーションでの対応なのか、インパクトを比較して検討することになると思われる。
- コスト評価については航路や契約に対応するので一概にいえない。

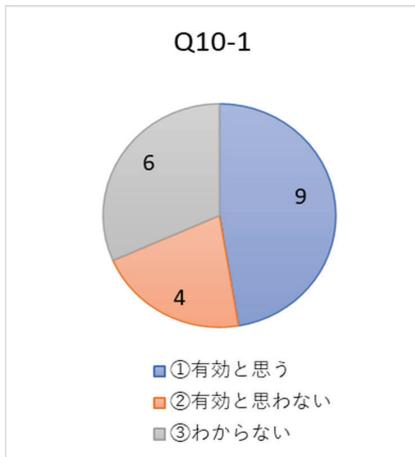
NMRRI/kawakita

16

Q10-1：物流コストと航海時間の関係を概略推定可能な海上物流シミュレータ



Q10-1：物流コストと航海時間の関係を概略推定可能な海上物流シミュレータが開発された場合、有効と思われるか。どのような利用用途を想定されますか。



国立研究開発法人 海上・港湾・航空技術研究所
海上技術安全研究所
NMRRI National Maritime Research Institute FLDCTRL

■ 「①有効と思う」の回答機関

- いろいろな施策の費用対効果を定量的に評価可能となれば、いくつかの打ち手に対する投資判断の助けとなる。
- 燃料代、航海時間などのパラメータに対して船主が任意に最適化できれば有効だと思う。一方これを実現するためには、船体やプロペラの実海域性能を精度良く評価する技術が必要となる。
- 携帯電話（i-phone, android）等、可搬性が高い端末で誰でも利用できるアプリがあると便利ではないか。
- モニタリングデータやセンシング等とも連動するようになれば良い。
- ゼロエミッション船に要求される速力と燃料コストの検討が出来、さらに、代替燃料に対する船価も分かれば、どの代替燃料が商業上成り立つかを予測出来るのではと思う。
- 船主殿への商品提案に活用、サービススピード設定の経済性評価。

■ 「②有効と思わない」の回答機関

- コストの前提条件を定めることが困難で、実際に適用することが出来るのかどうか判断できない。
- 既に船社はそのような分析を行い、顧客へサービス提案を行っている。海事産業共通のプラットフォームでのシミュレータ開発となると、各社がある程度のコスト構造を提供する必要があると思うが、そういったデータは積極的には出せないため、結局は概略推定すらできない（マーケット並みのアウトプットしか出てこない）、という事になってしまうのではないかと考える。
- 水中騒音規制が強制化されれば減速運転だけではなく就航歴の長い船舶の早期リプレイスも促進されると思われる。また既存船に対するGHG排出規制（EEXI）の動向次第によっても状況が大きく左右される事も想像される。航海時間との関係だけでは物流コストが正当に試算できないと推測する。

NMRRI/kawakita

17

Q10-1：物流コストと航海時間の関係を概略推定可能な海上物流シミュレータ

■ 「③わからない」の回答機関

- 荷主に対しては有用なものである可能性はあるが、物流コストは様々な要因が絡んでおり、必ずしも海上だけではない。詳細が分からないため現時点では回答は差し控える。
- シミュレータの内容如何によるので、回答は省略する。
- 物流コストがどこまでを指すのかによると思う。単に、1日あたりの備船料+燃料費のような試算であれば、シミュレータまでは必要ないと思うが、もう少し詳細なアイデアがあるのであれば、興味深いと思う。

Q11：水中騒音に関し、産官学の関係機関が集まって実施すべき、もしくは実施した方がよいと思われるテーマ

■ 現在実施しているような、実海域計測での実態把握【6機関】

- 予測手法に有効利用可能な実船水中騒音データ（個船計測、定点計測）の収集。
- 水中騒音を恒常的に計測可能な海域・設備の構築（例えば、今回一時的に設置している大島沖のハイドロフォンを固定設置として、リアルタイムにデータを収集可能とする設備へ拡張するなど）
- 現在進行中の実船水中音計測（伊豆大島南側航路）が良い取り組みです。オンライン会議でもあったように、船主殿の協力を得て航行した個船データを習得し、分析することを目指してもらいたい。
- 現在実施しているような、実海域計測での実態把握や規格対応は有効と考える。
- 船体、プロペラの設計及び船舶の運航と水中騒音の因果関係について実験室レベルのみならず、実航海に即した環境での調査研究も必要と思う。
- 低速化と水中騒音低減の関係調査。

■ プロペラ水中騒音予測手法の開発【4機関】

- 空気吹き出し船の有効性について、EEDI、水中騒音低減効果の評価を行ってはどうか。

■ 解決策の模索【2機関】

- 他の環境規制と干渉しない、国内会社の競争力を落とさない解決策の模索。
- 対策の動向や効果のレビュー（一般情報の収集と整理）。
- 水中騒音低減効果が不明確な対策があれば、そのメカニズムの確認。一方で、設計技術的な部分は、特にメーカーは協業が難しい。



■ TOR① 「取り組みや実施に対する障害の特定」への提案

- GHG削減と両立可能な水中騒音低減手法に関するガイドラインとすべき。またその際、経済的なデメリットについても考慮する必要がある。
- 現状のガイドラインは、具体的要件が明確でない。予測手法や計測手法に関しても定性的な記述となっているので、具体的な記述が必要と考えられる。
- 予測手法や計測手法は、簡便に実施可能な標準的な手法の策定が必要である。
- 実船からの水中騒音計測事例が少ないため、実船計測データの収集・分析を実施した上で、科学的な議論を実施し、有効な対策を策定すべきではないか。
- 海洋生物と接触防止の観点では静かな方が危険という意見もある。

■ 「TOR② 先端技術や船舶設計の導入といったオプションを含む、更なる水中騒音低減手法の特定」への提案

- 現在の対策は水中騒音低減を目的とした対策ではなく、GHG削減に主眼を置いた対策である。その結果、プロペラのキャビテーション性能等が向上し、間接的に水中騒音も低減されていると考えられている。実船におけるこれらの対策が水中騒音に対してどの程度効果的かを判断するためには、予測計測データや、実験データおよび実船計測データの収集・分析を行う必要がある。



■ 7.3 「TOR③ 更なるアセスメントや調査が必要なエリアの特定」への提案

- 実効的な水中騒音低減を提案するならば保護すべき局所的な海域を特定した上で、減速運航（船速制限もしくは馬力制限）することが有効である。

■ 「TOR④ ISO や国際規格等の既存船の騒音プロファイル測定の受け入れ可能な手法の特定」への提案

- 計測船や計測ブイを用いる現状のISOの実船水中騒音計測法は、経済的な負担が大きい。簡便な計測手法の開発が望まれる。

■ 「TOR⑤ 必要に応じて、2014GL の改正及び次のステップの特定／設定」への提案

- 水中騒音低減とGHG改善は必ずしも両立できないため、各ガイドラインがGHG改善と矛盾のない内容とすることが望まれる。

付録 3

第3回ステアリンググループ会議議事録

2020 年度
第 3 回水中騒音対策検討プロジェクト SG 会議
議事録（案）

1. 日 時 2021 年 3 月 26 日（金） 10:00～12:00

2. 形 式 ウェブ会議

3. 出席者 (省略)

4. 議 題

- (1) 伊豆大島沖での水中騒音調査の結果報告
- (2) 水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査の結果報告
- (3) 地域による背景雑音の違い
- (4) その他

5. 配布資料

議題	資料番号	資料名
(1)	水中騒音 20-3-1	伊豆大島沖での水中騒音調査の結果報告
(2)	水中騒音 20-3-2	水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査の結果報告
(3)		(資料は当日画面共有)
	参考資料 1	委員名簿
	参考資料 2	2021 年の IMO 会議スケジュール (PROG-129 Program of Meetings for 2021)
	参考資料 3	水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査報告書（海上技術安全研究所報告書）

6. 議 事

冒頭

事務局より送付資料の確認等を行った後、梅田 PM より、本日の議題は大きく分けて 3 つあり、議題（1）では伊豆大島沖で計測した船舶からの水中騒音の分析結果の報告してもらい、議題（2）では前回の SG 会議後に実施したアンケート調査の結果等について報告があり、議題（3）では前回 SG 会議において地域によって海中の背景雑音が違うという話がでたところどのように違うのか紹介していただくことをアナウンスし、議事をスタート。

議題（1）伊豆大島沖での水中騒音調査の結果報告

大阪大学酒井先生より、資料「水中騒音 20-3-1」に沿って伊豆大島沖で計測した船舶からの水中騒

音の船種、サイズ、建造年、建造国ごとの分析結果等について説明がなされた。ポイントは次のとおり。

- 船種については、コンテナ船と自動車専用船の音源レベルが高い傾向
- サイズについては、船長の大きい船舶ほど音源レベルが高い傾向
- 建造年については、船齢が高いほど音源レベルが高い傾向
- 建造国（日、中、韓）については、データ不足のため差がないと結論づけることはできなかった

その後、以下の質疑応答がなされた。

梅田：

計測の面、多くの船が計測海域付近を通過しているという面の両方においてもきちんとしたデータが取れているという印象。船速の影響は今後の課題であるが、船速の影響だけを分離するよりも船速×(船長の3乗)といった形で整理する方法もある。また、信頼性区間が重なっているので計測数が増やせるとよいと感じた。

赤松：

予想以上の良い結果が得られたと思う。今後の課題で触れていたが、音源レベル推定式があると今後の開発に携わる者に有用でコスト削減にも役立つ。暫定的なもので構わないので船長又は船速に対する推定式を作成いただけると大変ありがたい。

測定上の問題として、水温の垂直分布といった人間のコントロールできない海況的な問題が示されたと思う。定点を置いておいて、いつでもその脇を船舶が通ると標準的な音が計れるようになると季節的なバイアスを取り除かれて良いデータが取れる。

議題（3）で紹介するが、内航船が航行する沿岸域における詳細な背景雑音データがわかってきている。内航船の方が背景雑音のマスク効果が大きいため騒音の影響が小さくなると予想される。高い背景雑音レベルが船舶騒音の規制を強くしない方向に行くと期待している。

酒井：

音源レベル推定式を検討する。沿岸域の背景雑音は詳しくないので議題（3）を聞き勉強したい。

赤松：

英語で論文を書くと国際的なプレゼンス向上につながる。早めのパブリケーションを計画するとよいと思う。

中川室長：

わかりやすい説明に感謝。プロペラのキャビテーションが水中騒音の主要因だとするとプロペラ径と回転数が水中騒音の大きさを特定していく上で1つの要素になると思うが、今回取得した周波数等のデータから推定することは可能か教えてほしい。

酒井：

(回転数×翼数)の整数倍に騒音のピークが出るという性質を使えばおおよその回転数はわかると

思う。プロペラ径については船社様又は造船会社様から情報提供をいただかないと難しい。

中川室長：

今回計測された騒音データの船舶の船名や IMO 番号はわかっているか。

酒井：

AIS データから船名がわかり、情報が載っていれば IMO 番号もわかる。

山本：

建造国ごとの比較に関しては今後ルール化の話が出て国ごとのデータを出さなければならなくなつた際に重要なデータになるのではと感じた。船長の大きな船は騒音のばらつきが小さく、船長の小さな船はばらつきが大きくなるという印象を持っている。おそらく巨大船の方が建造年数が比較的新しく各国で比較すると似通っている一方で、小型船は建造年のばらつきが出てくると思うので、データ数が増えて建造年のパラメータも加わると新たな傾向が見えてくるのではないかと思う。

酒井：

データ数をもっと増やせると建造年の影響も考慮できると思う。

梅田：

年数もだが、船速も小型船の方がばらつきが大きいと思われる。データ数を増やして傾向を見れるとよい。

上入佐：

673 隻（注：それぞれのハイドロフォンにおいて SL が計測されたデータ数の合計が 673）ものデータが取れたことは非常に価値があり、データ処理方法について今後ご協力させていただきたい。

ハイドロフォン 1 で計測した低周波数域の音源レベルが高くなっているのは音速プロファイルによるものに加えて、海面反射によりロイドミラーエフェクトが起きているためだと思う。私が 3 年前に駿河湾で計測した際も同じような現象が起こった。補正方法があり、補正してやるとハイドロフォン 1 のデータとハイドロフォン 2、3 のデータが近づくと思う。

酒井：

今回ロイドミラーエフェクトは考慮していないので検討したい。ロイドミラーエフェクトを考慮すると伝搬損失が大きくなるという理解で合っているか。

上入佐：

その通りである。すなわちハイドロフォン 1 の値がハイドロフォン 2、3 に近づいていくと思われる。

瀧澤：

2 点質問したい。

- ①音源レベルが、例えば 130dB と 140dB ではどれくらい音が違うかのイメージを教えてください。
- ②発表の冒頭でハイドロフォンを使用した研究は欧米ではよく行われているとおっしゃっていたが、今回の結果は欧米の結果の整合性は合っているか。

赤松：

①について大まかに言うと、90dB～110dB が沿岸域における海中の背景雑音である。130dB、140dB はうるさい背景雑音の 10 倍から 30 倍のオーダーである。イメージとして漁船のすぐ脇で音を聞いた場合が 160dB 程度である。

酒井：

欧米での先行研究との比較については、船種が異なる。海外では船速が比較的遅いタンカーやバラ積船が多かったのに対して、今回の計測では、コンテナ船、自動車運搬船が多かった。欧米の研究でこういった傾向が出ていたかは検討できていないので、今後の課題としたい。

瀧澤：

①に関して、船が航行することにより背景雑音の数十倍のエネルギーの音が出ていることだけを聞くと、環境団体から「やはり船舶からの水中騒音はうるさいではないか」と言われかねない。そのため、対外的にデータを出す場合は出し方に工夫が要ると感じた。

酒井：

100m も離れば 40dB 落ちるので、130～140dB 出ている高周波については背景雑音に隠れると考えられる。低周波は背景雑音に隠れるまでもう少し長い距離が必要になる。論文を書く際には注意したい。

丸山：

今回の調査では、計測海域を航行した各船舶の水中騒音がどれくらいかをデータとして得られた。どの船からの音かということも AIS データからわかっている。そこで、どこまで調査するかは今後検討ではあるが、船社様、造船所様に貴社の所有されている or 建造された船の騒音はこれくらいでしたよというのを示して、実際に船を見せてもらうといったことや、建造された際に水槽試験や水中騒音の計測をしていた場合にその値と比較させてもらうといったご協力をお願いすることがあるかもしれない。その際はご協力をお願いしたい。

梅田：

重要な点であるので、ぜひ船社様、造船所様のご協力をお願いしたい。

議題（２）水中騒音低減のための国内外技術及び水中騒音ガイドラインのレビューに関する調査の結果報告

海上技術安全研究所の川北氏より、資料「水中騒音 20-3-2」に沿って国内外の水中騒音低減技術や前回 SG 会議後に実施したアンケート調査の結果等について報告がなされた。

その後以下の質疑応答が行われた。

梅田：

アンケート結果の中で「海洋生物と接触防止の観点では静かな方が危険」との意見があったが、この考えはハクジラ系に対するものであり、この SG で問題にしているヒゲクジラ系への影響とは異なることから IMO に提案すべき内容からは逸れるように感じる。

減速航行は騒音にも GHG にも有効であるが、荷主も含めて脱炭素のコストを誰が負担するかという大きなレベルで考える必要があると思う。

赤松：

Q10 の中で燃料コスト 6 倍という回答が一番多かったのが意外であった。6 倍のコストは受け入れられるものなのか

川北：

実態としては、現状では試行錯誤の状態であまり読めないという船社がほとんどだと思う。

瀧澤：

2 つコメントしたい。

①P. 21 の TOR③への提案である「実効的な水中騒音低減を提案するならば保護すべき局所的な海域を特定した上で、減速航行することが有効である」について、米国では一部の海岸で 9 ノットまでしか出せないように制限されていて時間がかかるという情報を聞いたことがあったので紹介したい。

②GHG については、間もなく短期対策が採択される見込みであり、2023 年からはほとんどの就航船がエンジンの最高出力を制限するようになることからグローバルな視点では、船舶全体から見ると海への騒音は小さくなる傾向にあるかと感じた。

川北：

②について、私も GHG に関わっており船社は既に減速運航を実施しているように感じる。騒音対策のためにさらなる減速運航ができるのかということだと思う。

丸山：

今後、IMO の水中騒音ガイドラインを将来的にどういう方向に持っていくか考えていく必要がある。その点では、グローバルな騒音規制を検討するという選択肢だけでなく、アンケート結果にもあった保護すべき局所的な海域を指定してそこでは減速航行するといった方向に持っていくのも選択肢として有り得ると感じた。方向性について今後皆様と検討したい。

梅田：

2 つ押さえるべきポイントがあると思っており、1 つは船舶からの水中騒音を減らすことが本当に海洋生態系に効果があるのかという点、2 つ目は騒音を減らす技術があつてそれをきちんと計測できるか、またそれを設計に反映できるかという問題がある。この 2 つは両方見ていかないといけないと感じる。

議題（3）地域による背景雑音の違い

笹川平和財団の赤松氏より、地域による背景雑音の違いについて説明がなされた。なお、画面共有した環境省の資料は非公表のため配布しておらず、「海中音の計測手法・評価手法のガイダンス」は会議中に配布された。

説明内容の概要は以下の通り。

- 背景雑音がどのようなバリエーションを持っているかという点と、騒音を減らすこと以上に背景雑音が音の影響評価に非常に重要だということをご説明する。
- 環境省が洋上風力発電を対象とし、今年度 nationwide で夏と冬に 15 日連続で日本各地の沿岸域の水深 30m～50m 付近の背景雑音を計測した。
- 議題（1）で 130dB はどれくらいうるさいのかという質問があったが、130dB 暴露した場合でも 10m 離れれば 110dB に落ちるので、その海域の背景雑音が 110dB であれば騒音は背景雑音の下に潜ってしまう。つまり生物種によらず聞こえなくなる。
- 音源音圧レベルだけを見ると計算上は何百キロも遠くまで届くが、現実的には背景雑音によってマスキングのかかる距離はもっと短い所にある。
- よって、背景雑音が当該海域でどれくらいのレベルになっているのか、特に船舶が放射する騒音の周波数帯域（数十 Hz～数百 Hz）でどれくらいの背景雑音のレベルがあるかが非常に重要になってくる。
- 石狩で計測した背景雑音は、100Hz 以下の低周波が多く、ほとんどが海の荒れによるものである。この状況だと、エンジンの基底周波数である数十 Hz においてはかなりマスキングが効くと考えてよい。
- 他の地域においても全般的に言えることとして、冬場は海が荒れるため低周波の背景雑音が大きくなる。こういった状況では船舶からの騒音はほとんど影響ないと予想する。
- 他方、夏場では海が穏やかで比較的low周波の背景雑音は小さくなる。こういった状況では騒音の影響範囲が冬場に比べ大きくなってくると予想される。
- 秋田の由利本荘沖のデータでは 600Hz 程度の周波数で魚のコーラスが記録されている。この傾向は岩手県沖等の他のエリアでも見られる。
- 新潟沖や福井沖では夏季の魚のコーラスはあまり見られない。音を利用している生き物があまりいない、すなわち対象生物が少ないということが考えられる。
- （会議中に配布された資料「海中音の計測手法・評価手法のガイダンス」について）生物への影響評価の参考になるのでポイントを紹介したい。
- 生物への影響については、周波数に着目する必要がある。船舶からの騒音は数 kHz までの間でほとんどの音が出ていることが知られている。イルカについては 1kHz より低い周波数帯では感度が悪くなってるのであまり影響を受けない。影響を受けるのはヒゲクジラ類である。
- 日本国内で水中騒音の議論を進めて合意形成する場合は、漁業者がステークホルダーになってくるので魚類への影響が重要になってくる。
- 船舶からの騒音があると必ず魚類に影響があるかというところではない。ロイドミラー効果により浅海域には音がほとんど届かない。浅海域できちんと実測すればほとんど影響がないというエビデンスを出せるはずである。
- 沖合では球面拡散になるが、浅い海域では減衰が大きくなって行って音が届かないという状況が

得られるはずである。そういったデータを取っておくと例え沖合を船舶が通航しても沿岸の生物にはほとんどその音が届かないというデータが取得できると予想される。

- 評価については、海洋音響学会がシンプルな評価基準を提案しており、その方法を使うと伝搬減衰を出すことができる。
- 減衰係数がわかれば絶対安全距離が求められる。それがわかると、背景雑音レベルがわかっているれば雑音下で聞こえる距離を算定できる。
- 静穏下では計算上は数百 km 先まで船の音が聞こえるが、雑音下で聞こえる距離を計算するのが現実的である。
- 背景雑音レベルが海域や季節によって大きく変動することが示されている。つまり、背景雑音レベルの平均値と季節、時間帯よる分散、気象・海象ごとによる背景雑音がどう変わるかのデータを持っていれば、雑音下で聞こえる距離が限られ影響が少ないから減速しなくてもよいといったことや、本当に静かな海で背景雑音の静かな季節では減速航行が必要といったことが評価でき、騒音低減のために一律に減速する必要はないことがわかる。
- 欧州は冷水域のため背景雑音の源である鉄砲エビの仲間が少なく背景雑音が比較的小さいことから影響が大きくなるように計算されるが、アジア海域では欧州ほど静かではないので船舶からの騒音が聞こえる距離が短くなる。
- よって、船舶騒音のみに注目するのではなく背景雑音をきちんと計っておくことが大変重要である。

その後以下の質疑応答が行われた。

梅田：

背景雑音により船舶騒音が聞こえる距離が限られるということが示せれば、船舶の航路は限定されているので航路沿いに海洋生物に影響するエリアの面積を求めて、そこにクジラの行動が交差する確率を考慮するとどれだけの対生物影響があるのかのリスクの概略推定できると感じた。

赤松：

梅田先生のご指摘のとおりである。環境省の調査で予想外だったのが、日本海側が思った以上にうるさいということである。鉄砲エビのような温かい海に住んでいる発音生物が対馬暖流の影響により秋田沖や青森沖まで生息している可能性が示唆されている。北海道を除く日本の沿岸はかなりうるさいということが環境省の調査からわかってきた。この傾向は沿岸域の内航船の運航には有利なデータだと思う。

岩城：

地域によって背景雑音が異なり、それによって船舶からの騒音を与える影響も異なることは IMO の中でも理解を醸成しないといけないと思っている。ご説明いただいたデータが公開されたらそのデータをどのように使っていくか環境省と相談したい。

質問であるが、魚のコーラスの周波数帯である 1000Hz 弱の背景雑音は比較的静かであったが、船舶からの騒音が魚群の活動に影響を与えるか。

赤松：

船舶騒音は数百 Hz よりも低いところに主要な成分がある。よって魚のコーラスの周波数帯とはややずれている。船舶の騒音スペクトルの音源レベルがわかれば騒音が届く距離は計算できるので、国際的に戦う時にこの船種のこの騒音についてはここまででマスキングがかかるというエビデンスを示せるはずである。

上入佐：

減衰の算出に関し、背景雑音のソースはピュアトーンなのかホワイトノイズなのか。

赤松：

モデルであるため具体的なソースは想定しておらず、バンドレベルだと考えていただければよい。

瀧澤：

環境省が背景雑音を調査した目的はそこに洋上風車を建設すると騒音は出るが魚に影響はないということを示すためなのか。

赤松：

環境省の調査は、マスキングの効果を調べるためのベースラインデータを取得するために調査したものである。後半にご説明した”海中音の計測手法・評価手法のガイダンス”は得られた背景雑音データを使うことで安全距離を出すことができるという視点からご紹介した。

中川室長：

生物多様性条約（CBD）の枠組みの中で水中騒音のレポートが出ている。そのレポートの中には貝類やエビ類に影響があるかもしれないと書かれている。そもそも貝類やエビ類への影響をどう評価してよいのかわからなかったが、今回のご説明を聞いてテッポウエビなど音を出している水中生物が多いことがわかった。

IMO で議論を進めていく上でどういったことに留意し、どういう対策をしていくべきか考える上で背景雑音と絶対安全距離の関係、ロイドミラーエフェクトの知見は重要であると感じた。

赤松：

貝類やエビ類は音圧を感受する機構がない。そのため音の暴露によって直接生理的な影響があるとは考えにくい。他方、CBD で議論されているのは稚魚又は幼生段階で沿岸からの背景雑音を感知して着底場所を決めているというオーストラリアの結果を引用しているものと思う。日本で懸念されるのは伊勢海老の着底であるが知見がない。観測できる音圧、そしてそれを感受できる生物についてフォーカスすべきであって仮説段階のものについては、リサーチは続けるべきだが、これをもって何か規則を作るといった段階には達していないと考える。

丸山：

欧州の海は背景雑音が比較的静かでアジアの海はうるさいというご説明があったが、世界各地の背景雑音について記載された文献等はあるか。

赤松：

まとまったものがない状況。沿岸域の背景雑音については ISO においても計測方法が定められておらず、海外で計測されたデータでは本来計られるべき背景雑音が取れていないといったことがある。今後の課題とし、計測方法も標準化した形で何かご提示したい。なお、今回説明した環境省の計測ではある程度標準化した計測方法を用いて全国で計測しているため相互の比較が可能である。

酒井：

今回の伊豆大島の計測について、低周波数では伝搬係数は 15 程度であり、球面拡散よりは円筒拡散に近い形になっている。他方、高周波数では 20 程度でありほとんど球面拡散である。クジラ類は比較的水深のある所に住んでいるので、クジラへの影響が最終的に問題になってくるのか。

赤松：

船舶に限らず沖合の洋上風力発電が展開されると沖合のクジラには影響があるかもしれない。しかし、影響が懸念されるヒゲクジラは季節的に大回遊をしており、冬には小笠原やグアムあるいは沖縄本島から奄美大島付近といった南の海におり、夏になると北太平洋に移動してエサを食べるという生活習慣を持っている。そのため、日本周辺の航路上にヒゲクジラがいる時期は限られている。すなわち春と秋だけである。そのため、季節的な配慮をすれば通年で規制をするといったことをする必要はないという方向に持って行くのが 1 つの着地点だと考える。北海道から千葉沖まで敷設されている防災科研の S-net と呼ばれる地震観測ケーブルでナガスクジラの声を取ると繁殖時期は極めて限定されていて、福島沖から北海道沖に偏っているというエビデンスが得られている。そのため、季節的な配慮すれば全世界的な配慮が必要という状況にはならないと思う。

議題（４）その他

事務局より、来年度の本 SG 会議の扱いについて以下のアナウンスがあった。

- 今回ご報告いただいた調査結果や背景雑音に関する説明、前回 SG 会議で挙げた今後実施すべき作業（ガイドラインレビューの出口の検討、騒音規制のレッドラインの検討、海外船級のノーテーションの調査）を踏まえ、来年度も必要な調査を進めるべく引き続き水中騒音 SG を設置し取り組んでいく予定である。
- また、来年度からはいよいよ IMO で水中騒音の審議が開始されることが想定されるので、その対応も行っていきたい。
- 来年度から弊会内の体制が変わり、西室と上入佐の 2 名体制で事務局を務めることになる。
- 次回 SG 会議の開催時期は、来年度の調査研究案がある程度固まった段階で改めてご連絡差し上げる。

議題は一通り終了し、梅田 PM から委員並びに関係者各位の協力等について謝辞が述べられ閉会した。

以上

付録 4

2014 年 IMO 水中騒音低減のためのガイドライン

4 ALBERT EMBANKMENT
LONDON SE1 7SR
Telephone: +44 (0)20 7735 7611 Fax: +44 (0)20 7587 3210

MEPC.1/Circ.833
7 April 2014

**GUIDELINES FOR THE REDUCTION OF UNDERWATER NOISE FROM COMMERCIAL
SHIPPING TO ADDRESS ADVERSE IMPACTS ON MARINE LIFE**

1 The Marine Environment Protection Committee, at its sixty-sixth session (31 March to 4 April 2014), with a view to providing guidance on the reduction of underwater noise from commercial shipping, and following a recommendation made by the Sub-Committee on Ship Design and Equipment, at its fifty-seventh session, approved the annexed *Guidelines for the reduction of underwater noise from commercial shipping to address adverse impacts on marine life*.

2 Member Governments are invited to use the annexed Guidelines from 7 April 2014 and to bring them to the attention of all parties concerned.

ANNEX

GUIDELINES FOR THE REDUCTION OF UNDERWATER NOISE FROM COMMERCIAL SHIPPING TO ADDRESS ADVERSE IMPACTS ON MARINE LIFE

1 Preamble

1.1 Concern has been raised that a significant portion of the underwater noise generated by human activity may be related to commercial shipping. The international community recognizes that underwater-radiated noise from commercial ships may have both short and long-term negative consequences on marine life, especially marine mammals.

1.2 It is important to recognize that both the technical and cost-effectiveness of measures considered, either individually or in combination, will be strongly dependent on the design, operational parameters, and mandatory requirements relevant for a particular ship. A successful strategy to reduce radiated noise should consider interactions and contributions from measures provided to achieve other objectives such as reduction of onboard noise and improvements in energy efficiency.

1.3 When efforts have been made to mitigate underwater noise, as far as reasonable and practical, evaluation should be undertaken to determine the success or otherwise of ship noise reduction efforts and to guide and enhance future activities at noise reduction. Such evaluation can include forms of radiated-noise measurements, simulations or other ways of data gathering.

2 Application

2.1 These Guidelines can be applied to any commercial ship.

2.2 These Guidelines do not address the introduction of noise from naval and war ships and the deliberate introduction of noise for other purposes such as sonar or seismic activities.

3 Purpose

3.1 These non-mandatory Guidelines are intended to provide general advice about reduction of underwater noise to designers, shipbuilders and ship operators. They are not intended to form the basis of a mandatory document.

3.2 Given the complexities associated with ship design and construction, the Guidelines focus on primary sources of underwater noise. These are associated with propellers, hull form, onboard machinery, and operational aspects. Much, if not most, of the underwater noise is caused by propeller cavitation, but onboard machinery and operational modification issues are also relevant. The optimal underwater noise mitigation strategy for any ship should at least consider all relevant noise sources.

3.3 These Guidelines consider common technologies and measures that may be relevant for most sectors of the commercial shipping industry. Designers, shipbuilders, and ship operators are encouraged to also consider technologies and operational measures not included in these Guidelines, which may be more appropriate for specific applications.

4 Definitions

4.1 *Cavitation inception speed* is the lowest ship speed at which cavitation occurs.

4.2 *Propeller cavitation* is the formation and implosion of water vapour cavities caused by the decrease and increase in pressure as water moves across a propeller blade. Cavitation causes broadband noise and discrete peaks at harmonics of the blade passage frequency in the underwater noise spectrum. The broadband noise is caused by growth and collapse of a vast amount of individual cavitation bubbles in water. The discrete noise peaks are caused by the volume fluctuations of the sheet and tip vortex cavities.

4.3 *Underwater noise, or the underwater-radiated noise level*, for the purposes of these Guidelines refers to noise from commercial ships*.

5 Predicting underwater noise levels

5.1 Underwater noise computational models may be useful for both new and existing ships in understanding what reductions might be achievable for certain changes in design or operational behaviour. Such models may be used to analyse the noise sources on the ship, the noise transmission paths through the ship and estimate the total predicted noise levels. This analysis can help shipowners, shipbuilders and designers, to identify noise control measures that could be considered for the specific application, taking into account expected operational conditions. Such measures may include amongst others: vibration isolation mounts (i.e. resilient mounts) for machinery and other equipment, dynamic balancing, structural damping, acoustical absorption and insulation, hull appendages and propeller design for noise reduction.

5.2 Types of computational models that may assist in reducing underwater noise include:

- .1 Computational Fluid Dynamics (CFD) can be used to predict and visualize flow characteristics around the hull and appendages, generating the wake field in which the propeller operates;
- .2 Propeller analysis methods such as lifting surface methods or CFD can be used for predicting cavitation;
- .3 Statistical Energy Analysis (SEA) can be used to estimate high-frequency transmitted noise and vibration levels from machinery; and
- .4 Finite Element Analysis (FEA) and Boundary Element Method (BEM) may contribute to estimate low-frequency noise and vibration levels from the structure of the ship excited by the fluctuating pressure of propeller and machinery excitation.

5.3 The value of a modelling exercise is enhanced if its predictive capabilities are assessed in case studies under various operational conditions.

* Underwater-radiated noise level is reported in sound pressure levels in decibels and expressed as 10 times the logarithm of the square of the ratio of the rms sound pressure to a reference pressure of 1 micro Pascal. When it is a ship source level, the sound pressure level is adjusted to a level at 1 m from the source.

6 Standards and references

6.1 Underwater noise should be measured to an objective standard for any meaningful improvements.

- .1 The International Organization for Standardization (ISO) has developed the (ISO/PAS) 17208-1 – Acoustics – Quantities and procedures for description and measurement of underwater sound from ships – Part 1: General requirements for measurements in deep water. This measurement standard is for deep water which implies that the water depth should be larger than 150 m or 1.5 times overall ship length (engineering method), whichever is greater. This is a temporary publicly available standard. This standard is based on the American National Standards Institute and the Acoustical Society of America (ANSI/ASA) S12.64-2009 "Quantities and Procedures for Description and Measurement of Underwater Sound from Ships, Part 1: General Requirements".
- .2 ISO is also developing ISO/DIS 16554 – Ship and marine technology – Measurement and reporting of underwater sound radiated from merchant ships – deep-water measurement, which is expected to be published in 2013. The standard would provide shipyards, shipowners and ship surveyors with a well-established measurement method for underwater sound radiated from merchant ships for use at the final delivery stage of ships.

6.2 Several research ships have been designed using the noise specification proposed by the International Council for the Exploration of the Sea (ICES) Cooperative Research Report No.209 (CRR 209). It should be noted that the ICES CRR 209 noise specification was designed for fishery research ships so that marine life would not be startled during biomass surveys; it was not intended to be used as a commercial ship design standard to prevent potential harm of marine life. However, certain design arrangements used to meet ICES CRR 209 may still be useful for new commercial ships to reduce underwater noise.

6.3 Other underwater noise rating criteria are available and may prove useful as guidance.

7 Design considerations

7.1 The largest opportunities for reduction of underwater noise will be during the initial design of the ship. For existing ships, it is unlikely to be practical to meet the underwater noise performance achievable by new designs. The following design issues are therefore primarily intended for consideration for new ships. However, consideration can also be given to existing ships if reasonable and practicable. While flow noise around the hull has a negligible influence on radiated noise, the hull form has influence on the inflow of water to the propeller. For effective reduction of underwater noise, hull and propeller design should be adapted to each other. These design issues should be considered holistically as part of the overall consideration of ship safety and energy efficiency.

7.2 *Propellers*

7.2.1 Propellers should be designed and selected in order to reduce cavitation. Cavitation will be the dominant radiated noise source and may increase underwater noise significantly. Cavitation can be reduced under normal operating conditions through good design, such as optimizing propeller load, ensuring as uniform water flow as possible into propellers (which can be influenced by hull design), and careful selection of the propeller characteristics such as: diameter, blade number, pitch, skew and sections.

7.2.2 Ships with a controllable pitch propeller could have some variability on shaft speed to reduce operation at pitch settings too far away from the optimum design pitch which may lead to unfavourable cavitation behaviour (some designs may be able to operate down to a shaft speed of two thirds of full).

7.2.3 The ship and its propeller could be model tested in a cavitation test facility such as a cavitation tunnel for optimizing the propeller design with respect to cavitation induced pressure pulses and radiated noise.

7.2.4 If predicted peak fluctuating pressure at the hull above the propeller in design draft is below 3 kPa (1st harmonic of blade rate) and 2 kPa (2nd harmonic) for ships with a block coefficient below 0.65 and 5 kPa (1st harmonic) and 3 kPa (2nd harmonic) for ships with a block coefficient above 0.65, this could indicate a potentially lower noise propeller. Comparable values are likely to be 1 kPa higher in ballast condition.

7.2.5 Noise-reducing propeller design options are available for many applications and should be considered. However, it is acknowledged that the optimal propeller with regard to underwater noise reduction cannot always be employed due to technical or geometrical constraints (e.g. ice-strengthening of the propeller). It is also acknowledged that design principles for cavitation reduction (i.e. reduce pitch at the blade tips) can cause decrease of efficiency.

7.3 *Hull design*

7.3.1 Uneven or non-homogeneous wake fields are known to increase cavitation. Therefore, the ship hull form with its appendages should be designed such that the wake field is as homogeneous as possible. This will reduce cavitation as the propeller operates in the wake field generated by the ship hull.

7.3.2 Consideration can be given to the investigation of structural optimization to reduce the excitation response and the transmission of structure-borne noise to the hull.

8 **Onboard machinery**

8.1 Consideration should be given to the selection of onboard machinery along with appropriate vibration control measures, proper location of equipment in the hull, and optimization of foundation structures that may contribute to reducing underwater radiated and onboard noise affecting passengers and crew.

8.2 Designers, shipowners and shipbuilders should request that manufacturers supply information on the airborne sound levels and vibration produced by their machinery to allow analysis by methods described in section 5.2 and recommend methods of installation that may help reduce underwater noise.

8.3 Diesel-electric propulsion has been identified as an effective propulsion-train configuration option for reducing underwater noise. In some cases, the adoption of a diesel-electric system should be considered as it may facilitate effective vibration isolation of the diesel generators which is not usually possible with large direct drive configurations. The use of high-quality electric motors may also help to reduce vibration being induced into the hull.

8.4 The most common means of propulsion on board ships is the diesel engine. The large two-stroke engines used for most ships' main propulsion are not suitable for consideration of resilient mounting. However, for suitable four-stroke engines, flexible couplings and resilient mountings should be considered, and where appropriate, may significantly reduce underwater noise levels. Four-stroke engines are often used in combination with a gear box and controllable pitch propeller. For effective noise reduction, consideration should be given to mounting engines

on resilient mounts, possibly with some form of elastic coupling between the engine and the gear box. Vibration isolators are more readily used for mounting of diesel generators to foundations.

8.5 Consideration should be given for the appropriate use of vibration isolation mounts as well as improved dynamic balancing for reciprocating machinery such as refrigeration plants, air compressors, and pumps. Vibration isolation of other items and equipment such as hydraulics, electrical pumps, piping, large fans, vent and AC ducting may be beneficial for some applications, particularly as a mitigating measure where more direct techniques are not appropriate for the specific application under consideration.

9 Additional technologies for existing ships

In addition to their use for new ships, the following technologies are known to contribute to noise reduction for existing ships:

- .1 design and installation of new state-of-the-art propellers;
- .2 installation of wake conditioning devices; and
- .3 installation of air injection to propeller (e.g. in ballast condition).

10 Operational and maintenance considerations

10.1 Although the main components of underwater noise are generated from the ship design (i.e. hull form, propeller, the interaction of the hull and propeller, and machinery configuration), operational modifications and maintenance measures should be considered as ways of reducing noise for both new and existing ships. These include, among others:

10.2 *Propeller cleaning*

Propeller polishing done properly removes marine fouling and vastly reduces surface roughness, helping to reduce propeller cavitation.

10.3 *Underwater hull surface*

Maintaining a smooth underwater hull surface and smooth paintwork may also improve a ship's energy efficiency by reducing the ship's resistance and propeller load. Hence, it will help to reduce underwater noise emanating from the ship. Effective hull coatings that reduce drag on the hull, and reduce turbulence, can facilitate the reduction of underwater noise as well as improving fuel efficiency.

10.4 *Selection of ship speed*

10.4.1 In general, for ships equipped with fixed pitch propellers, reducing ship speed can be a very effective operational measure for reducing underwater noise, especially when it becomes lower than the cavitation inception speed.

10.4.2 For ships equipped with controllable pitch propellers, there may be no reduction in noise with reduced speed. Therefore, consideration should be given to optimum combinations of shaft speed and propeller pitch.

10.4.3 However, there may be other, overriding reasons for a particular speed to be maintained, such as safety, operation and energy efficiency. Consideration should be given in general to any critical speeds of an individual ship with respect to cavitation and resulting increases in radiated noise.

10.5 ***Rerouteing and operational decisions to reduce adverse impacts on marine life***

Speed reductions or routing decisions to avoid sensitive marine areas including well-known habitats or migratory pathways when in transit will help to reduce adverse impacts on marine life.

執筆担当者

梅田 直哉

酒井 政宏 川北 千春

丸山 謙一郎 富永 恵仁

発行者 一般財団法人 日本船舶技術研究協会
〒107-0052
東京都港区赤坂 2-10-9 ラウンドクロス赤坂

電話 : 03-5575-6425 (代)
ファックス : 03-5114-8940 (代)
ホームページ : <http://www.jstra.jp/>

本書は、競艇の交付金による日本財団の助成金を受けて
作成しました。

本書の無断転載・複写・複製を禁じます。



