

# 中小貨物船等に対する船内騒音低減対策調査

2015年3月

日本船舶輸出組合  
ジャパン・シップ・センター  
一般財団法人日本船舶技術研究協会



目次	
1. はじめに	1
2. 背景	2
3. 典型的な船内騒音と伝搬メカニズム及び低減措置	4
3.1. プロペラ及びスラスタ騒音のメカニズム	5
3.1.1 プロペラ騒音低減手法	7
3.1.1.1 CLT エンドプレートプロペラ	7
3.1.1.2 トンネルスラスタ	8
3.2. ディーゼル機関と機械騒音	9
3.2.1 エンジン騒音低減手法	10
3.2.1.1 エンジンマウントと基礎構造の設計	10
3.2.1.2 エンジン弾性ケーシング	12
3.2.1.3 変速器騒音の低減	12
3.3. 空調系及びエンジンケーシング騒音	13
3.3.1 空調系及びエンジンケーシング騒音低減手法	14
3.3.1.1 ダクト構造	15
3.3.1.2 ダクトの接続	16
3.3.1.3 ダクトシステムの内部設計と処理	17
3.4. 船殻及び構造騒音	19
3.4.1 船殻及び構造騒音対策	20
3.4.1.1 絶縁	20
3.4.2 ダンピング（制振）	22
3.4.2.1 絶縁とダンピングの併用	23
3.4.3 配管系統の処理	24
4. 結論	26
5. 参考文献	27



## 1. はじめに

2014 年度「船内騒音低減技術等に関する最新動向等調査」の調査の一部として実施されたものである。船内の機械的可動部分をはじめとする様々な震動源からの絶え間ない背景騒音が船員に影響を及ぼしており、特に居住区域に伝わる機関区域の騒音レベルは懸案事項となっている。

IMO は船内騒音コードの見直しを行い、騒音基準値を強化した上で SOLAS 条約の下で強制力を有する船内騒音コードとして 2012 年に採択し、同コードは 2014 年 7 月に発効した。SOLAS II-1/3-12 規則により発効日以降に建造契約された新造船にはこの新船内騒音コード（以下、単に「船内騒音コード」という。）が適用される。しかしながら、この法的枠組の整備の進展にも関わらず、小型の専用船を扱う中小規模の造船所では船内騒音コードの要件を満たすための有効な騒音低減措置についての知識が十分蓄積されていない。

本報告書ではまず一般的な船内騒音の問題について簡単に論じ、海事産業と総トン数 20,000 トン未満の貨物船のような比較的小型の船舶の造船関係者に適切な騒音低減方法を示すものである。この騒音低減方法に関して、2 ストロークエンジンを搭載した船舶での適用を評価する。さらに、船内騒音低減対処方法についての一般的なガイダンスを提示する。

## 2. 背景

船内に居住する船員にとって騒音は大きな問題である。船内では様々な発生源からの騒音と機械的可動部分から発生する振動が融合し、絶え間ない背景騒音を生み出す。

特に機関スペースの騒音レベルは船員の健康に甚大な問題を引き起こす可能性が高い。

最も一般的な健康上の問題は一時的又は恒久的に部分的又は完全に聴力を失う「聴力損失」である。騒音により引き起こされる船員の聴力損失の研究では、船員が限界数値を超える騒音レベルに暴露されている場合があり、係る船員の聴力検査により機関室船員に一過性可聴域の変動が存在することが立証された（Pośpiech and Zalesska-Krecicka 1981, Volkov and Markarian 1985, Szcepań and Otto 1994, Parker, Hubinger et al. 1997, Trécan 2006, Kaerlev, Jensen et al. 2008）

さらに、構造体又は空気を伝搬して音が居住区域に到達し、船員の健康や休息に直接的影響を与え、睡眠妨害、疲労、ストレス、不快感、コミュニケーションの問題、障害、不満等の快適性の問題を引き起こすことにより、船員の作業パフォーマンス及び効率に影響を及ぼしかねない。



船内騒音の問題は IMO も認識し、1981 年に非強制の IMO 決議 A.468(XII)-船内騒音コード(IMO 1981)が採択された。しかしながら、IMO 騒音コードは旗国の厳しい騒音基準、船級協会の居住性規則、その他の規制により形骸化し、その結果 IMO は同コードの見直しの結果、新たな船内騒音コード(IMO 2012)を採択し、これが 2014 年 7 月 1 日に発効している。さらに、IMO は、SOLAS を改正し、規則 II-1/3-13 を新たに導入し、新船建造にあたっては改正船内騒音コードへの適合が義務化された。これによって、業界は新造船向けの騒音規制への適合という課題に直面しており、造船所は騒音低減措置に関する基本的知識を獲得する必要がある。

### 3. 典型的な船内騒音と伝搬メカニズム及び低減措置

設計段階で配慮しなければ問題を引き起こすことが知られている船内騒音には様々な発生源がある。これらの発生源から騒音が規制対象となる居住区域に伝搬する経路は様々である。空气中を伝搬するものを空気伝搬音という。例えば、機関室に隣接する空間の騒音の多くは空気伝搬音によるものである。空気伝搬音抑制対策としては、隔壁及び甲板の不連続構造化または質量付加が一般的である。

もうひとつの伝搬経路は音源の振動が船体構造を伝搬するものである。固体伝搬音は可聴帯域外の周波数の振動が構造を伝搬して受音室に到達し音圧として放射されるものである。**空気伝搬音**の影響は音源が設置された区画に隣接した区画に限定されるが、**固体伝搬音**は音源が設置された区画から離れた居住区画まで伝搬する。

- 固体伝搬音の低減対策の例
  - 浮き床の利用
  - 可撓継手（フレキシブルコネクション）の利用
  - 機関を防振マウント（フレキシブルマウント）に据付ける
- 減衰措置
  - 粘弾性素材
  - 減衰カセット

しかしながら、空気伝搬音及び固体伝搬音の低減措置の成果は音源が伝搬するスペクトルの形状に大きく左右される。例えば絶縁素材、減衰手段、浮き床の形状は、抑制すべき騒音の特性を十分に理解したうえで選択することが必要であり、必ず減音効果を数値解析により計算し、確認すべきである。騒音予測には様々な手法があるが、騒

音対策の専門家であれば、実船計測データを利用した経験則に基づくモデルを、有限要素法やSEA(統計エネルギー解析、Statistical Energy Analysis)法による空気伝播、固体伝播モデルと組み合わせて使用することもある。振動源及び騒音源における励起特性の予測においては、プロペラ騒音では流体力学モデル、ディーゼルエンジンからの固体伝播騒音・振動では、熱力学的モデルが使用されることがある。

次項では主要な船内騒音源のいくつかについて、騒音発生メカニズムと共に論じる。騒音発生原理の理解に基づき、音源の騒音レベルと騒音エネルギーのスペクトル分布に影響を及ぼす設計パラメーターについて論じる。取り上げる音源は以下の通り。

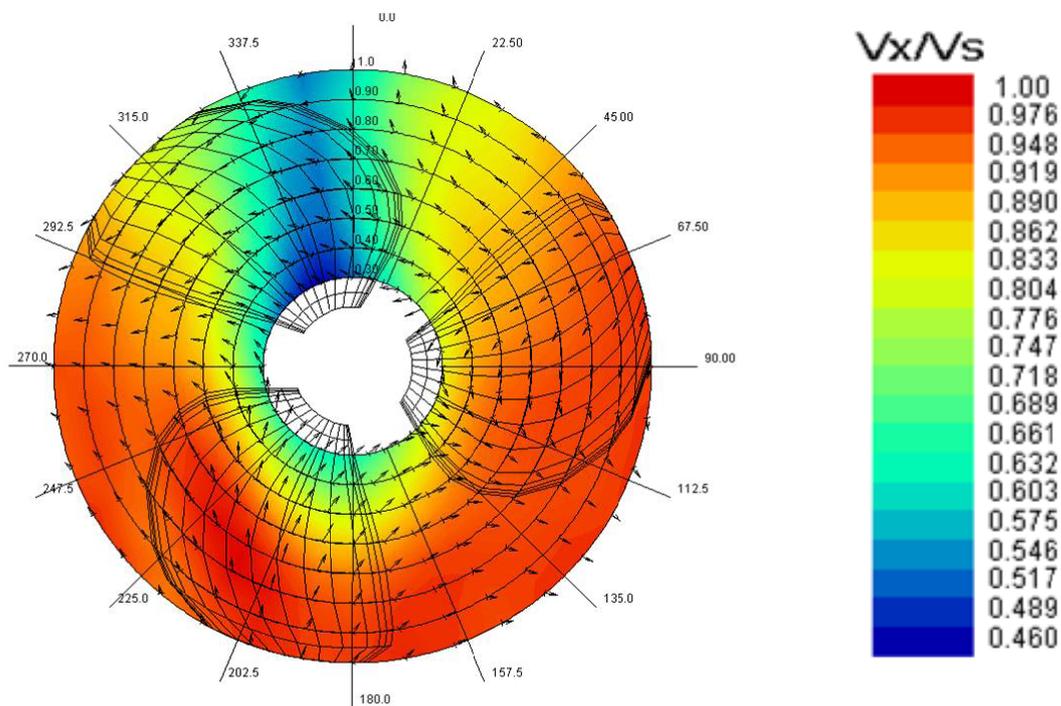
- プロペラ騒音
- 機関（ディーゼルエンジン）騒音
- HVAC(冷暖房空調設備)及び機関ケーシング騒音

### 3.1. プロペラ及びスラスタ騒音のメカニズム

スラスタ及びプロペラにより発生する騒音の主因はキャビテーションである。船尾周辺及びプロペラに近い舵等の付加物の周囲の流速分布（プロペラ軸方向の流入流速の分布）はキャビティ体積（キャビテーション）の発生及び変動を引き起こす重要な要因であり、これが発生した場合、キャビティの爆発的な崩壊を引き起こす。騒音を最低限に抑える措置としては、船尾の形状設計（プロペラへの伴流流入）、プロペラ翼の形状、及び船体構造及び付加物に対するプロペラの据付け位置を慎重に考慮する必要がある。キャビティ体積の変動とプロペラ翼変位により、船体外板に変動圧力場が発生し、これを通して騒音が伝搬される。

この変動圧力場スペクトルの一部はプロペラ翼数とプロペラ回転周波数の積の整数倍

という明白な周波数成分を示す音響特性を有している。この音響成分の強度（振幅）は1次倍音、2次倍音、3次倍音...と次数が増すにつれて急速に減少する。次数に応じて振幅が減少することから、通常100〜200rpmで回転するプロペラの場合、人間の耳に聞こえる周波数の下限である20ヘルツを超えた時点で、これらの音響成分には極めて少量のエネルギーしか含まれないこととなる。



**Figure 1** プロペラ周囲の不定常伴流分布例

プロペラ騒音のほとんどはキャビテーション気泡が崩壊することにより水中衝撃波が発生し、衝撃励起（船体にあたかも船尾で絶え間なくビー玉をはじいているような振動）が発生するものである。この現象は典型的に人間の耳が感知する周波数である50ヘルツ〜100キロヘルツの周波数を含む広帯域騒音を引き起こす。特にプロペラ翼周囲の流れ場においてクラウドキャビテーションが発生すると、船底及び付加物の表面に向かって押し流された気泡群が、流速の減速（伴流の増大）により（バルヌー

イの定理に従って) 動圧が上昇した領域に入ると大きな衝撃を発生して崩壊する。

### 3.1.1 プロペラ騒音低減手法

プロペラ騒音低減手法はほとんどの場合、以下の原理に基づいている。

- プロペラに流れ込む軸方向水流の流速を可能な限り均一にする (船尾設計)
- プロペラの翼端荷重の低減 (プロペラ設計)
- 流速変動の大きいエリアをプロペラ翼端が通過するのを避ける (プロペラ翼端と船体のクリアランス増)

プロペラ全円 (プロパルザーディスク) 域内に流れ込む水流の均一化、プロペラ翼後退角の拡大 (スキューイング)、プロペラ直径の拡大 (すなわち必要とする回転数の低減)、プロペラ翼数増により相当な騒音低減が達成しうる (ABS 2014)。

P.Anderson, J.J. Kappel et al.(2009). Sharma, Mani et al. (1990), Wang, Marsden et al. (2006) and Bertetta, Brizzolara et al. (2012) による研究では、プロペラ設計の様々なパラメーターの変化はプロペラの騒音パフォーマンスに影響を与えると証明している。プロペラの最適化はまた船舶の効率にも直接的に影響する。

#### 3.1.1.1 CLT エンドプレートプロペラ

ダクトプロペラ及び CLT エンドプレートプロペラも騒音低減の方法である。これらの技術はそもそも推進効率を向上させるために設計されたものであるが、プロペラ騒音低減にも効果があることが発見された。CLT プロペラは 280 隻の各種船舶に搭載実績があり、全ての作動条件で燃料効率が 5~8%向上し、船内騒音性能と振動性能が向上し、操縦性能が向上した (Adalid & Gennaro, 2011) (ただし、燃料効率の向上

効果については異論もある。) )。CLT プロペラで重要な点は、騒音性能を上げるための最適プロペラ径が小さいことから、翼端と船体のクリアランスを拡大できることである。さらに、翼端における低圧部と高圧部の圧力差が縮小されることにより、プロペラ騒音の大きい要因であるキャビテーションと翼端渦が低減される。

## 2 ストロークエンジン搭載船：

先に説明した問題点とソリューションは中/高速の4ストロークエンジンを搭載した船舶にも同様にあてはまる。

### **3.1.1.2 トンネルスラスタ**

トンネルスラスタは高レベルの船内騒音及び振動を発生し、特別な騒音低減措置が必要となることが考えられる。トンネルスラスタは低運転速度でキャビテーションを生じ、水中で高い音響エネルギーを発生する。トンネルスラスタのキャビテーションは不適切な流入条件、インレットの格子やモーター支持構造によって引き起こされた渦や乱流によって引き起こされる。スラスタ機械とトンネル壁に沿った乱流もまた強い騒音及び振動源となる。高い騒音レベルは長時間にわたり DP(Dynamic Positioning) 運航する船舶にとってとりわけ問題となる。以下に騒音及び振動を低減するための有望な措置について説明する。

- 空気噴射：空気噴射により 500 ヘルツを超える周波数で 10-12 dB の吸音効果がある。しかし 100 ヘルツ未満では低減効果は期待できず、騒音レベルがわずかに上昇することもありうる (Fischer 2000)(Jastram)。
- 弾性マウント：本手法により固体伝搬音 10-15 dB の低減が可能である (Brunvoll, Rolls Royce Marine) 。

- キャビテーション発生速度：スラスタはほとんどの場合、特に DP 運転中は、部分出力で運転される。キャビテーション発生速度を上げることにより船舶の騒音性能及び振動性能は大幅に向上する。
- その他のソリューション：大きめのスラスタを使用する、スラスタ室近辺に騒音に敏感な区画を配置しない、可変ピッチインペラ及び可変速機関を備えたスラスタを使用することによりトンネルスラスタ騒音が低減する。

## 2 ストロークエンジン搭載船：

先に説明した問題点とソリューションは中/高速の 4 ストロークエンジンを搭載した船舶にも同様にあてはまる。

### **3.2. ディーゼル機関と機械騒音**

回転機械、特にピストンを用いた周期的な圧力の急激な昇降が発生するものは騒音を発生する。この種の騒音源の代表的なものはディーゼルエンジンである。しかし、コンプレッサー、油圧モーターやポンプのような機器からも高いレベルの騒音が発生し、遠く離れた居住区域に伝搬することがある。

ディーゼルエンジンは固体伝搬音と空気伝搬音の両方の発生源となる。熱力学的過程によりにより誘発されるシリンダー内のガス圧の変動が固体伝搬音の主な起振源である。空気伝搬音は機械空気伝搬音と排気ガス空気伝搬音の 2 つのカテゴリーに分割される。機械騒音の発生源を以下にあげる。

- エンジン構造を通して伝わる燃焼騒音の放射
- 駆動チェーン、ギア及びバルブから発生する機械騒音
- ターボ過給器からの騒音

ディーゼルエンジン由来の固体伝搬音は主としてシリンダー内のガス圧の変動により引き起こされるが、このガス圧の変動は明確に異なる 2 つの燃焼段階に関連して発生する。圧縮と燃焼によりガスは急激に圧縮され、その後の膨張ステージでガス圧が低下する。主として、この圧力変動と関連する変動力により固体伝搬音が起振され、船体構造に伝搬される。圧力及び変動力の周波数はクランク軸回転数と関連性を持っている。エンジンはクランク軸回転数の倍音（周波数）を発生させる。この倍音の振幅（騒音の大きさ）は回転数の増加とともに急速に減少する。

### **3.2.1 エンジン騒音低減手法**

エンジンは空気伝搬音と固体伝搬音の両方の音源となる。空気伝搬音は主として機関室内と機関室に直接隣接した区画の騒音レベルに影響する。騒音対策としては機関室内部に十分な絶縁材を取り付けることに焦点を当てるべきである。この絶縁材は固体伝搬音の他の区画への伝播を緩和するのみならず、騒音吸収により機関室内の騒音レベルの低減にも役立つ。

#### **3.2.1.1 エンジンマウントと基礎構造の設計**

ディーゼルエンジンから発生する固体伝搬音は機関室に隣接する区画よりもさらに遠く離れた区画まで伝搬する騒音であり、居住区画全体の騒音レベルに影響を与えうる。中速及び高速ディーゼルエンジン（4 ストローク）については、フレキシブルマウントの使用により固体伝搬音を大幅に低減できる可能性がある。しかし、2 ストロークエンジンは大重量で回転数が遅く、固体伝搬音は低周波数域に集中していることもあり、フレキシブルマウントシステムの使用は効果がなく、固体伝搬音のレベルを増幅することさえ考えられる。さらに、2 ストロークエンジンの A フレームの幾何形状自

体の剛性が低すぎることから、フレキシブルマウントシステムの使用はほとんど不可能である。

固体伝搬騒音（振動）レベルの低減措置は、剛性の高いエンジン据付部基礎構造の設計を行うことと、エンジン、据付部基礎、船体ガーダー及びプレート類の固有振動数をエンジン主発火周波数及びクランク軸回転の一次及び二次周波数からできるだけ話すように設計することに焦点を当てるべきである。

2 ストロークエンジンではトップブレーシング（振止め）を使用し、エンジン上部を船体構造の剛性の高い部分に連結する。これにより、エンジンの H 連結（H couple）により引き起こされる横揺れが抑制される。これはエンジン構造物の剛性を高めることにより、エンジンの固有振動数をエンジンの主発火周波数の倍数を遥かに上回る数値に上げることを目的とした設計テクニックである。しかし、このコンセプトはエンジン振動の減衰には効果があるが、個体伝搬音の減衰効果はほとんどない。振動についても、トップブレーシングにより振動レベルが上がるケースがあることから、設計段階でトップブレーシングの効果を十分に数値化する必要がある。

#### 2 ストロークエンジン搭載船：

重量とエンジン回転数の低さから、2 ストロークエンジンにはフレキシブルマウンティングは有効ではなく、かえって固体伝搬音を増幅することもある。さらに、典型的な 2 ストロークエンジンの A フレームは比較的剛性が低いことも問題となる。エンジン据付部基礎構造の設計に焦点を当てるべきである。

### 3.2.1.2 エンジン弾性ケーシング

エンジンケーシング（エンジンを箱状に覆う構造物）による騒音低減ソリューションの可能性はある。本ソリューションは発電機セットが運転中に発生する空気伝搬音の低減に焦点を当てるものである。空気伝播音は主にエンジンルーム内の騒音にのみ影響することから、エンジンルーム及び直接つながっている区画における騒音低減にのみ効果がある。

#### 2 ストロークエンジン搭載船：

（大型の）2 ストロークエンジンの場合、弾性ケーシングはエンジンサイズの点から現実的ではない。加えて、弾性ケーシングは空気伝搬音の放射を低減するだけであり、空気伝搬音がもともと低い2 ストロークエンジンでは大きな効果は期待できない。弾性ケーシングを過給器群に使用する場合何らかの効果が期待できるかもしれないが、効果は局所的な騒音低減及び機関室に隣接する区域における騒音低減に限定される。

### 3.2.1.3 変速器騒音の低減

変速器も重要な騒音源である。変速器から放射される騒音の主因は軸と歯車のアライメントのずれ、または曲がり、及びギアの歯の接触である。騒音の伝搬は以下の手法により低減される。

- 転がり軸受けに代えて滑り（ジャーナル）軸受を選択する
- 弾性マウンティングの採用
- 変速器に固有の筐体を設計することにより変速器周辺の空気伝搬音を低減する。

## 2 ストロークエンジン搭載船：

2 ストロークエンジン搭載船舶ではプロペラ軸は直接フライホイールに連結されているためプロペラを駆動するための主変速器はない。

### **3.3. 空調系及びエンジンケーシング騒音**

換気システムからも高レベルの騒音が発生する。特に機関室空調は送風機及び気流の挙動により高いレベルの騒音が発生することが知られている。

もうひとつの大きな騒音源は機関ケーシング（機関部囲壁及びファンネル部）騒音である。機関ケーシングはエンジンルームとの間に開口部を形成し、そこを通じて空気伝搬音が伝わる。気流騒音だけではなく 機関室の冷却に使用された余分な空気がファンネル上部に流れ、ケーシングに取り付けられた排気グリルを通過して大気中に発散される際の排気騒音も騒音源となる。機関ケーシング内では 100dB を超える騒音が発生することもある。このことから、ABS は機関ケーシングが居住区画を通る形で設置しないように推奨している。しかし、騒音絶縁に適正な注意を払い、ケーシング内部に吸音材を取り付けることにより、騒音レベルを IMO による睡眠エリアの騒音許容値である 60dB(A)以下に抑えることが可能である。

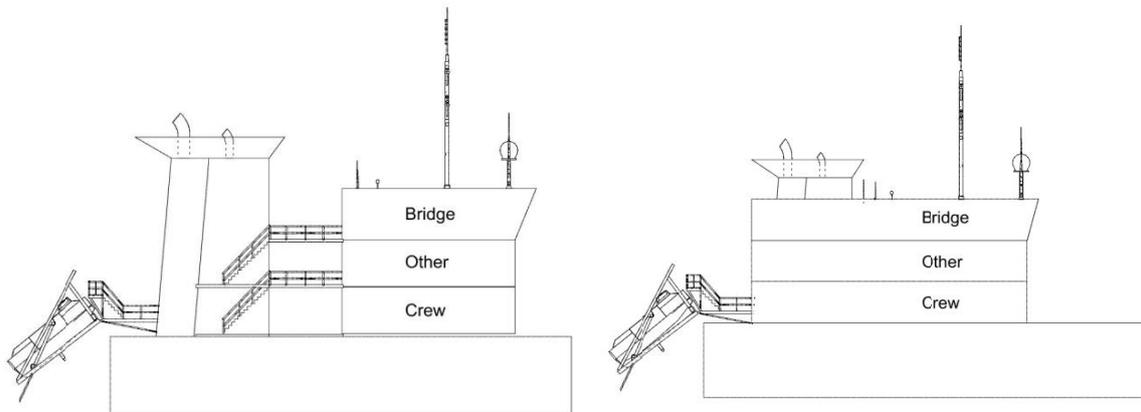


Figure 2: 2 種類のケーシングと居住区画の配置。ケーシングを居住区画から分離することが推奨される。

### 3.3.1 空調系及びエンジンケーシング騒音低減手法

HVAC（空調系）は居室、公室、病室、事務室等のような居住区域における主要な騒音源の一つである。コスト効率の良い方法で居住区域の騒音レベルを最小限に抑えるためには設計段階で全ての騒音源と伝播経路を特定しておく必要がある。HVAC 設計には受音室における目標騒音レベルを達成するための騒音低減措置の選択が含まれる。建造段階で、当初設計通りに建造されないと、騒音レベルが上がる結果となる。

ABS ガイドライン（ABS 2014）によれば HVAC システムの目標騒音レベルは居室騒音許容値よりも 5 dB 低くすることとされている。

船員の居室における目標騒音レベルに適合することを目的とする HVAC 設計は3つの側面から論じることができる。

### 3.3.1.1 ダクト構造

騒音に敏感な区域には円形ダクトまたは楕円形ダクトを使用すること。優良な HVAC 設計の重要なルールのひとつはダクト系統において流体の乱れができるかぎり生じないようにすることである。ダクト系統設計ルールいくつかの優良プラクティスに従うことにより速やかにダクト騒音が低減する。これらの優良設計プラクティスは以下の通りである。

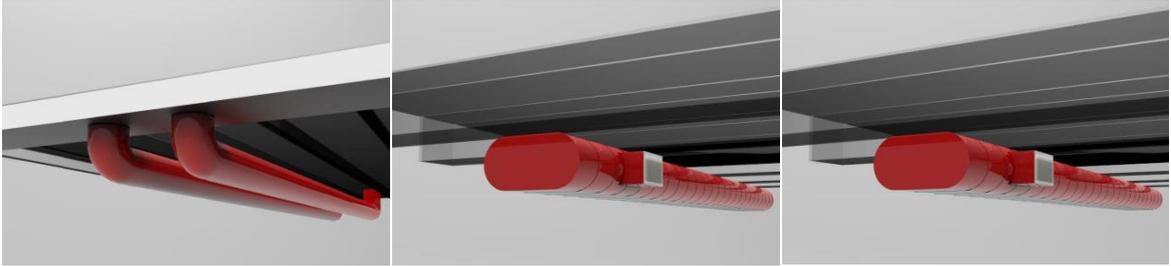
- ターンは送風機から少なくとも主管径の 3 倍長離すこと
- ダクトの方向を変える前に少なくともダクト径の 3 倍長にわたり直線とすること。直線部の推奨長はターン角による (Table 1 参照)

**Table 1: 継手前のダクト長 (ABS 2014)**

ターン角 (度)	直管径倍数
30	2
45	3
60	4
90	5

- 直角ターン、曲率半径ゼロエルボ、角形エルボは避ける
- ダクト内部の凸凹を避ける。

円形ダクトは剛性が高いことから、固体伝搬音放射の観点からは、矩形（正方形又は長方形）ダクトよりも円形または楕円形ダクトが好ましい。



円形ダクト

楕円形ダクト

長方形ダクト

**Figure 3: ダクト形状**

騒音源を排除するために可動式スプリッタは避けるべきである。システムの流量管理にはオリフィスの使用が推奨される。スプリッタを使用する場合はシステムの流量調整後に恒久的に固定されるように設計すべきである。

### 3.3.1.2 ダクトの接続

可撓(フレキシブル)要素を加えることにより固体伝搬音の伝搬を緩和することができる。

- ダクトと支持構造物間の防振(フレキシブル)支持
- 相対変位を許容するため、又は変形を補うために2つのダクト同士の連結には可撓(フレキシブル)スリーブ/接続の使用が推奨される。これらの可撓継手で連結されたダクト間の騒音伝搬が低減されることで、ファン及びモーターからの固体伝搬音の伝搬が抑制される。

### 3.3.1.3 ダクトシステムの内部設計と処理

ダクトに市販の様々な吸音性素材を内張りすることでダクト内部を伝わる騒音を低減することができる。もうひとつの手法はサイレンサーを取り付けることである。

#### 騒音を減衰するためのダクト内張り

ダクトに吸音性コーティングを使用することにより受動的な空調騒音制御を行うことができる。一般に、これはエアダクト内を伝搬する騒音の減衰に有効なミネラルウールのパネルで構成されている。

この種のソリューションは流体と流体が通過する施設の間の遮音及び断熱効果の両方を持つというメリットがある。しかしながら、吸音パネルは圧力損失を増し、埃をため、空調ネットワーク内に繊維を放出し、非衛生的な環境を作り出すものになることがある。それゆえに、内張りの厚さのみならず空気の質をも向上させる特定の発泡体が市販されている。

#### ダクト直管長

ダクト直管長による減衰効果は最小限であり、ほとんどの場合考慮されない。しかし、係る直管部分を内側及び外側から防音処理することは可能である。

内張りのないダクトについては、測定可能な量の減音は見られない。ダクト内張りをした場合も、250 ヘルツ以下では有効ではないかもしれない。低周波数域では、ダクトサイズと内張りの厚さによって減音量は 0.1～1dB/m となる。

#### 曲がりダクト

空調ダクトのネットワークは複数のエルボ又はバッフルを持つことがあり、これに防音処理をほどこすことができる。吸音材は空気流に水平に設置するよりも、垂直に設置した方が効果的である。この理由から、中及び高周波数域においては直管よりも防音処理を施したエルボの効果が高い。

### 消散型サイレンサ (Dissipating silencers)

以下の例で説明されるタイプは静的サイレンサと呼ばれ、バッフル（仕切板）と想定する効果によって狭さの異なるエアチャネル（風洞）を含む筐体で構成される。静的音声トラップの減衰性能は以下の要素に伴い増加する。

- 長さ
- 気流の薄さ
- バッフルの厚さ

消散型サイレンサーはしばしば換気及び空調設置で使用される。これらは一般に広帯域の減衰特性を持っている。ダクトの内側の形状を変えず、内壁を吸音素材としただけのものもある。ほとんどの場合、並行又は筒型、同心バッフルを使用することにより流体と接触する素材の表面積を拡大している。

Table 2: HVAC 受動的減音ソリューション

HVAC 受動的減音ソリューション				
種類	性能	コスト	メンテナンス	コメント
ダクト吸音コーティング	周波数域によりダクト長 1m につき 1-4 dB(A)	中	低	一般的/圧力損失増/ダストが溜まる
消散型サイレンサー	長さと同波数により 2-50 dB(A)	中	低	一般的
リアクティブサイレンサー	15-40 dB(A)	低	低	一般的
ファンケーシングの絶縁	10-15 dB(A)	低	無	80/100mm の鉱物綿 (50kg.m <sup>3</sup> )

### リアクティブ型サイレンサー

リアクティブ型サイレンサーの性能は、主としてその形状により決定される。同サイレンサー形状は、パイプ内の流れ抵抗を変化させて騒音伝達を減らす効果がある。この型のサイレンサーには共鳴型サイレンサーと拡張室を設けた膨張型サイレンサーがある。リアクティブ型サイレンサーでも共鳴装置のネック部分又は拡張室に吸音材を使用する場合もあることから、消散型サイレンサーとリアクティブ型サイレンサーの区別は恣意的なものである。

### 2 ストロークエンジン搭載船：

上記の HVAC 騒音対策は 2 ストロークエンジン搭載船、4 ストロークエンジン搭載船のいずれにも有効である。しかし、排気サイレンサーのなかには（リアクティブ型サイレンサーのように）低周波数騒音には効果が薄いものもあり、2 ストロークエンジンでは有効でないかもしれない。サイレンサーを選択にあたっては排気騒音スペクトルを慎重に考慮しなければならない。

## **3.4. 船殻及び構造騒音**

船体構造及び船殻は船内騒音及び振動の発生源ではないが、他の源から発生した騒音及び振動はしばしば船殻及び船体構造により伝搬される。船殻及び船体構造は局所的又は全体的に振動源に反応し、騒音レベルを高める結果となりえる。このため、船殻及び船体構造を通じて伝搬される騒音及び振動の問題に取り組むために利用できるソリューションに焦点を当てることは重要である。

### 3.4.1 船殻及び構造騒音対策

#### 3.4.1.1 絶縁

絶縁とは不連続性を作り出すことにより騒音経路を中断することを意味する。この不連続性はエネルギー流を音源に向けて反射させることにより、エネルギー流が騒音経路を伝わって受音室に到達することを防ぐものである。原理的には音源に近い場所で絶縁を施すことにより、騒音が船体構造を伝搬してさらに遠方に伝わることを防ぐ。しかし、受音室側に絶縁を施すこともある。

Table 3: A-60 アルミニウム甲板向け軽量素材の絶縁タイプ

製造者	製品	密度 kg/m <sup>3</sup>	厚さ mm	絶縁タイプ	重量 kg/m <sup>2</sup>	推定コスト \$/m <sup>2</sup>	認証日	コメント
Am. Sprayed Fibres	Dendamix™	156	26	繊維吹き付け	4.0	17.3	2006年 12月	
Rockwool	Marine Firebatts 130	130	60	バット	7.8	25.3	2007年 1月	ピンとワッシャーを含む
Saint-Gobain	Ultimate, MPN 66	66	60	ブランケット	4.0	15.0	2006年 12月	
Thermal Ceramics	Fire Master Marine Plus	70	50	ブランケット	3.5	18.0	2007年 1月	6mm厚アルミ材について認証

市場にはいくつかの認定遮音材が存在する。Table 3 は A-60 デッキ向け軽量ソリューションの例を上げたものである。

## サンドイッチ素材

サンドイッチ素材は非常に軽量であり、適正な芯材を使用すれば、騒音低減に有効であると考えられる。これらのパネルは一般に居室を船体から隔離する、または居室同士を隔離する内装壁として使用される。音の透過損失  $R_w$  は 28～51dB である。

船体素材としてのサンドイッチ構造材のコストは複数の要素によりコストが変化することから、一般的なコストを推定するのは困難である。

## 浮き床

浮き床は居室の床の絶縁コンセプトとして最も利用されているものである。浮き床のコンセプトは居室床と甲板の間に連続的に分離材を設置するものである。例えば、甲板と居室の床を非連続化して素材不連続性を創出するためにミネラルウール層を使用することができる。浮き床の設置による騒音低減効果は騒音源の音響スペクトルの形状及び選択する床厚により左右される。浮き床は周波数増大に従って効果が増す。標準的な浮き床からは最大で約 10～15dB の減音効果が期待される。

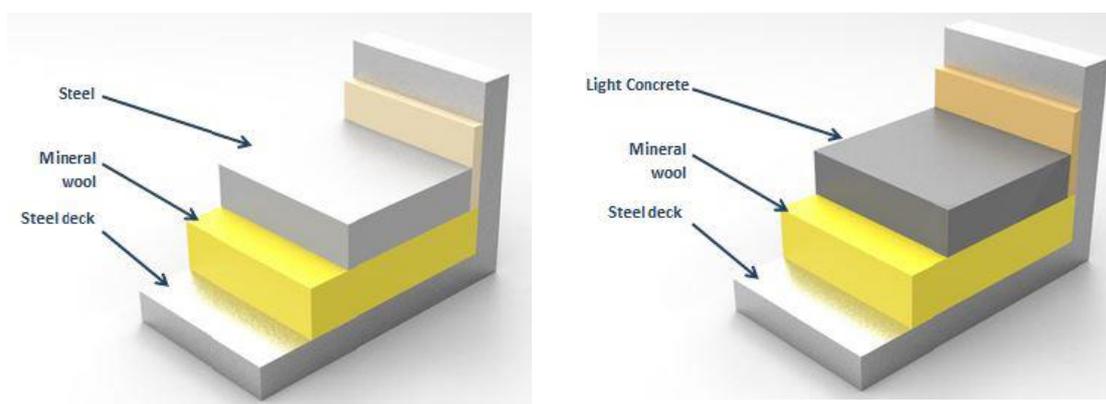


Figure 4: 浮き床構成例

## 2 ストロークエンジン搭載船：

2 ストロークエンジンの騒音エネルギーの大部分は低周波数域に集中しており、浮き床はほとんどの場合騒音（振動）低減には効果的ではない。

### 3.4.2 ダンピング（制振）

ダンピングはエネルギー変換による振幅の低減として説明できる。ダンピングを達成するための様々なコンセプトが市場に出ている。

次の表にダンピングソリューションの例を示した。

製造者	製品	ダンピングタイプ	重量 kg/ m <sup>3</sup>	価格 €/ m <sup>2</sup>	認定 日	コメント
Swedac	System U1 & U10	粘弾性層～2mm、拘束層アルミニウム、スチール 1-2mm 又はラテックスコンクリート 10-30mm	2.7	20	2011	価格と重量には拘束層は含まれない。
Auson	Noxudol 3001	スプレー式粘弾性層（～2.5mm）	2	36	2011	
Swedac	Damping Cassette		3	60	2011	

## ダンピングカセット

ダンピングカセットは鉄骨構造の振動から発生する自由共鳴屈曲波の振幅の低減に使用される。

ダンピングカセットは複数の脚と粘弾性素材を注入した U 字型の型材で構成される。弾粘性素材により振動エネルギーは熱として拡散される。次に、ダンピングカセットは個々の脚を通じて構造に溶接される。

## 拘束層ダンピング

もうひとつのダンピング手法は拘束層ダンピングと呼ばれる。本コンセプトにおいては、弾粘性素材は 2 枚の剛性素材板の間にサンドイッチされる。拘束層ダンピングは一般に剛性構造に使用される。他のダンピング手法と比較すると、拘束層構造の使用による効果は高い。

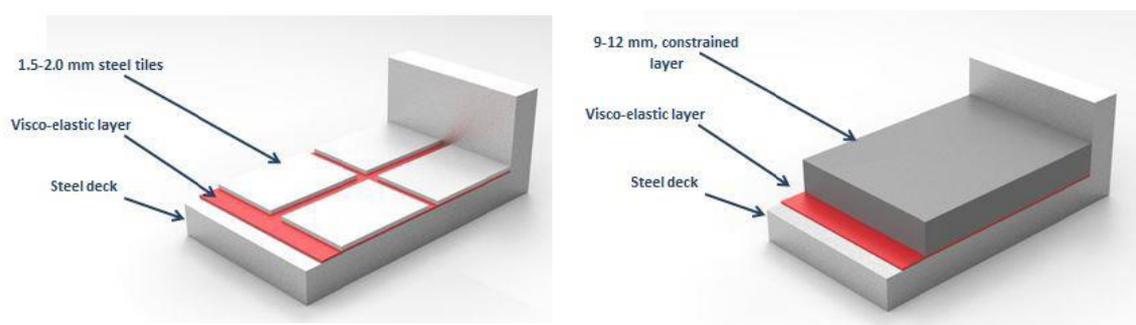


Figure 5: 粘性層

### 3.4.2.1 絶縁とダンピングの併用

浮き床構成は高周波数域での有効性が高く、粘弾性素材は全周波数域で均一な減衰性能を示す。実用上は、全周波数域でより良い結果を得るために係る 2 つのコンセプトは通常組合せて使用される。

ダンピング素材の減音性能は全周波数域でほぼ一定しており、低周波数域でも有効である。ダンピング素材の使用により 5～12 dB の減音が期待できるが、主としてこれはどのような素材構成を選択するか（拘束層のタイプ等）や、適用する場所により左右される。

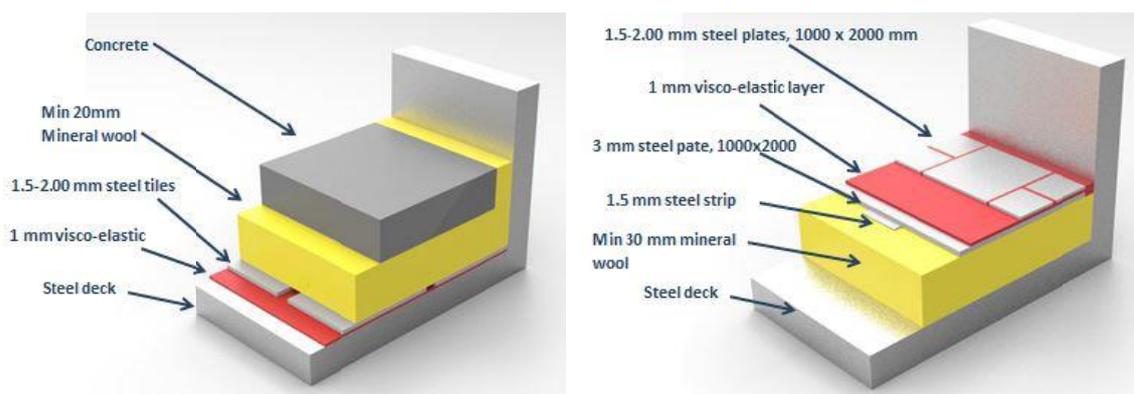


Figure 6 : 絶縁とダンピングの併用

## 2 ストロークエンジン搭載船

ダンピング素材の減音性能は全周波数域でほぼ一定していることから、ダンピング素材の使用は 4 ストロークエンジン搭載船と同様に 2 ストロークエンジン搭載船にも効果がある。

### 3.4.3 配管系統の処理

配管系統はポンプに接続されており、流体が通っていることから、振動が配管系統を通して伝搬することが考えられる。それゆえに、配管系統における騒音及び振動の問題を避けるための取り組みを行うべきである。管内の流速を下げることで騒音及び振動の低減を達成することができる。さらに、急な曲がり避けることによっても改善する。

一方、配管系統では振動を避けることができない場合もあることを認識する必要があり、このような振動の船体構造への伝搬を回避するために弾性パイプ支持を使用することが重要となる。Figure 7 はパイプ支持としてゴムを内張りしたクランプの例である。

Figure 7: パイプ支持としてゴムを内張りしたクランプ (ABS 2014)



## 4. 結論

本稿では、船内の典型的騒音源について運転パラメーター及び設計パラメーターが騒音源レベルに及ぼす影響を及ぼすかを論じた。さらに空気伝搬音と固体伝搬音を区別するために騒音伝搬メカニズムについて論じた。騒音ソリューションはこれらのメカニズムとの関連で論じ、2 ストロークエンジン搭載船について個別評価が行われた。以下の結論が得られた。

- 適正な騒音低減手法を選択するうえで騒音発生メカニズムと特性を理解することが非常に重要である。全体的な騒音値よりも、音源のフルスペクトルが求められる。絶縁素材、ダンピング素材又は浮き床の効果の数値評価は極めて重要である。
- エンジンケーシング（機関室囲壁及びファンネル部）及び機関室空調を騒音に敏感な居住区域からできる限り離すことが好ましい。居室配置の適切な選択やこれらの音源を居住区域から完全に分離するなどの方法によって達成することができる。
- HVAC やエンジンケーシングの一部が居住区域を通過する場合、または居住区域に近い場合、ケーシングの吸音素材とケーシング被覆の騒音透過損失性能に特に注意を払うことにより適正な騒音レベルを達成することが可能である。
- 2 ストロークエンジンにより発生する低周波振動については、船体構造の全体的及び局所的な固有振動数分析の実施が強く推奨される。
- 2 ストローク（低速）エンジンを搭載した船舶には効果がないソリューションもあるため騒音ソリューションの性能の専門的評価を受けることが非常に重要であることが実証されている。

## 5. 参照文献

- ABS. (2014). Noise And Vibration Control for Inhabited Spaces: American Bureau of Shipping.
- Adalid, J. G., & Gennaro, G. (2011). Latest experiences with Contracted and Loaded Tip (CLT) propellers. *Sustainable Maritime Transportation and Exploitation of Sea Resources*, 47.
- Bertetta, D., Brizzolara, S., Gaggero, S., Viviani, M., & Savio, L. (2012). CPP propeller cavitation and noise optimization at different pitches with panel code and validation by cavitation tunnel measurements. *Ocean Engineering*, 53(0), 177-195. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2012.06.026>
- Brunvoll. Retrieved January, 2015, from [www.brunvoll.no](http://www.brunvoll.no)
- Fischer, R. (2000). *Bow Thruster Induced Noise and Vibration*. Paper presented at the Marine Technology Society, Dynamic Positioning Conference, Houston, TX.
- Code on Noise Levels on Board Ships, Resolution A.468(XII) C.F.R. (1981).
- Adoption of the Code on Noise Levels on Board Ships, RESOLUTION MSC.337(91) C.F.R. (2012).
- Jastram. Retrieved January, 2015, from [www.jastram.net](http://www.jastram.net)
- Kaerlev, L., Jensen, A., Nielsen, P. S., Olsen, J., Hannerz, H., & Tuchsén, F. (2008). Hospital contacts for noise-related hearing loss among Danish seafarers and fishermen: a population-based cohort study. *Noise and Health*, 10(39), 41.
- P. Andersen, J. J. Kappel, & Spangenberg, E. (2009). *Aspects of Propeller Developments for a Submarine*. Paper presented at the First International Symposium on Marine Propulsors Trondheim, Norway.
- Parker, A., Hubinger, L., Green, S., Sargent, B., & Boyd, R. (1997). A survey of the health, stress and fatigue of Australian Seafarers. *AMSA, Australie*.
- Pośpiech, L., & Zalesska-Krecicka, M. (1981). Evaluation of hearing in sailors of the inland shipping company exposed to noise and vibration. *Bulletin of the Institute of Maritime and Tropical Medicine in Gdynia*, 33(1-2), 35-47.

- Radzievskii, S., Volkov, A., Igrevskii, A., Kyshtymova, L., & Skrupskii, V. (1983). Effects of ship noise on sailors during prolonged sea voyages. *Gigiena truda i professional'nye zabolvaniia*(3), 48.
- Rolls Royce Marine. Retrieved January, 2015, from [www.rolls-royce.com/marine](http://www.rolls-royce.com/marine)
- Sharma, S. D., Mani, K., & Arakeri, V. H. (1990). Cavitation noise studies on marine propellers. *Journal of Sound and Vibration*, 138(2), 255-283. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X\(90\)90542-8](http://dx.doi.org/10.1016/0022-460X(90)90542-8)
- Szczepański, C., & Otto, B. (1994). Evaluation of exposure to noise in seafarers on several types of vessels in Polish Merchant Navy. *Bulletin of the Institute of Maritime and Tropical Medicine in Gdynia*, 46(1-4), 13-17.
- Trécan, F. (2006). Etude des atteintes auditives des marins français. *A propos de 18000 marins. Université de Bretagne Occidentale.*
- Volkov, A., & Markarian, S. (1985). [Effect of ship noise on the rate of free associations in sailors during long sea voyages]. *Gigiena i sanitariia*(2), 82-83.
- Wang, M., Marsden, A. L., & Moin, P. (2006, September 17–22, 2006). *Computation and Control of Trailing-Edge Noise*. Paper presented at the 26th Symposium on Naval Hydrodynamics, Rome, Italy.

この報告書はボートレース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。

中小貨物船等に対する船内騒音低減対策調査

2015年（平成27年）3月発行

発行 日本船舶輸出組合

〒105-0001 東京都港区虎ノ門 1-15-12

日本ガス協会ビル 3階

TEL 03-6206-1663 FAX 03-3597-7800

JAPAN SHIP CENTRE (JETRO)

MidCity Place, 71 High Holborn,

London WC1V 6AL, United Kingdom

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

TEL 03-5575-6426 FAX 03-5114-8941

本書の無断転載、複写、複製を禁じます。

