船用主機関の二重防振支持の設計と その防振効果*

三 浦 信 之**

Design of Double Rubber Mount System of Main Engine and it's Effect of Vibration Isolation

By Nobuyuki Miura

Double rubber mount system of main engine was adopted to the research vessel of Fisheries Agency in order to achieve high performance as vibration isolator. In this paper, design method of double rubber mount system, it's effect of vibration isolation and the measurement result of underwater noise level radiated from the vessel are described.

1. はじめに

船内の居住性の観点から主機関の振動，騒音が船体に伝わるのをできるだけ小さくすることが望ましい。そのため，主機関を防振支持することが広く行われているが，それにより船内の居住性のみならず他の効果も得られる（図1参照）。現在，一般に採用されている防振支持方式は防振ゴムを用いたものである。この防振方式は固体音低減効果が大きいことが特徴である。

図1 主機関の防振支持効果

防振ゴムによる防振支持方式において，通常はゴム1段であるが，特に防振性能を向上させたい場合にはエンジンの下に中間質量をはさんで防振ゴムを上下2段に重ねて支持するいわゆる二重防振支持という方法がある。この両方式の構造の概略イメージ比較を図2に示す。エンジンは防振ゴムで中間質量に，中間質量は防振ゴムで船体にそれぞれ据付けられ，エンジンと中間質量はそれぞれ別個の固有振動数を有する振動体となる。そしてエンジンから発生する加振エネルギーの一部が中間質量を振動させるのに消費され，その分基礎である船体に伝達される加振エネルギーが減ることによって二重防振の効果

一重防振

二重防振

図2 一重防振と二重防振の構造概要

* 原稿受付 平成14年6月24日

** 正 会 員 株式会社新潟鉄工所（大田区蒲田本町1-10-1）

が生ずると考えられる。従って中間質量が重ければ重いほど二重防振の効果が大きくなると考えられる。

この二重防振は通常の一重防振と比較して特に高周波の防振性能に優れているとされ、固体音による船内騒音のみならず、船体から水中へ放射される水中放射雑音への低減効果がより大であるという特徴がある。

しかしながら二重防振ではエンジンと中間質量の2自由度系となり防振系の共振点が増えるので通常の一重防振と比べると防振設計は複雑となる。このため、低周波においてはかえってエンジン本体の振動が増えて防振性能が悪くなったり、船体の揺動に対してエンジンの安定性が悪くなったりすることがある。またエンジン全体重量が増加することやゴムが2段になることにより軸心高さが高くなってスペースが必要となること、さらにはゴムのメンテナンスが複雑になるという問題等、技術的に解決しなければならない課題も多い。

最近、農林水産省の漁業調査船「俊鷹丸」の主機関に二重防振支持、減速機一重防振支持が採用された。これは本船の建造スペックに船体からの水中放射雑音レベルの規制値が含まれており、主機関からの振動による水中放射雑音を極力抑える必要があったためである。本船と主機関の要目を表1に示す。

2. 二重防振の設計

今回の二重防振支持装置の設計にあたり、以下の項目に主眼をおいて設計した。

- (1) 通常の一重防振よりも高周波の振動絶縁性能を10dB以上良くする。
- (2) 低周波の振動絶縁性能は通常の一重防振と同等にする。
- (3) 船体からの揺動に対してエンジンがふらつかないよう、十分な安定性を有する。
- (4) 二重防振に伴う重量増加は極力抑える。
- (5) 二重防振に伴う軸心高さの増加は最小に抑えるようにゴム形状、中間台板を工夫する。また防振装置の必要スペースについては高さ方向だけでなく左右方向、前後方向についても最小に抑える。
- (6) 防振ゴムと弾性継手は実際に負荷される荷重や駆動トルクに対して余裕のあるサイズ、容量のものを選定する。

表1 船と主機関の主要目

船の主要目	
国際総トン数	1228 トン
総トン数	887 トン
寸法 L×V×D	66.3m×11.4m×7.1m
最大船速	17.5 ノット
航海船速	約 15 ノット
造船所	(株) 新潟鐵工所
竣工	平成 13 年 4 月
主機関の主要目	
型 式	6MG28HX×2 台
出力/回転数	1471 kW/750rpm×2
シリンダ径/行程	φ280mm/370mm
正味平均有効圧力	1.722MPa
平均ピストン速度	9.25m/s
据付方式	二重防振支持装置
減速機の主要目	
型 式	MRGCPAY280Y 2 機 1 軸、電子制御組込型 油圧クラッチ式
減速比	3.38
据付方式	一重防振支持装置

- (7) 中間台板は曲げに対して十分な強度をもたせ、エンジンからの起振力と共振しないような構造とする。
- (8) 3方向に対して十分な強度、信頼性を有するストッパとする。
- (9) 機関室内の限られたスペースでの作業性を考慮して、防振ゴムのメンテナンスや交換作業が極力容易となるような防振ゴムの形状、個数およびゴム配置を工夫する。

以上の項目について検討に検討を重ね、最適と考えられる方法を決定し、設計した。主機関防振装置の概観を写真1に示す。また主機関および減速機の全体外形図を図3に示す。

なお防振ゴム個数は、防振ゴムの取付け取外しの作業性や重心位置に対するバランス配置への対応の融通性を考慮して決定している。今回、エンジン上段側8個、下段側6個、減速機8個を配置した。

またエンジンー減速機間、減速機ープロペラ出力間には両者の相対変位を吸収させるためにそれぞれRATO高弾性継手を採用している。

写真1 主機関防振装置外観

3. 解析手法と防振系の固有振動数

防振設計において最も基本となることはエンジンの使用回転数に対して防振系の固有振動数と共振する回転数をどのように設定するかということである。

エンジンから発生するメインの起振力は燃焼の変動トルクによるもので、エンジンをローリング方向に振動させる。通常はこの起振力に対して防振効果を出すようにするため、これとの共振回転数がエンジンの使用最低回転数(アイドル回転数)より低くなるように設計する。

またピストン、連接棒、クランク軸等の運動部分には製造誤差による重量バラツキがわずかながら存在するため、これによる不釣合慣性力が発生する。

そして各シリンダの重ね合わせにより、ローリング、ピッチング、ヨーイング等いろいろなモードが励起される可能性がある。直据付機関においてはこの力は小さくて問題とならないが、防振支持の場合は無視できなくなるので、これとの共振も避ける必要がある。

さらに補機、発電機関のように常に一定回転で運転される場合と異なり、船用主機の場合は使用回転数が変化するのでその防振設計も難しくなる。それでも船用主機の通常の一重防振においては1自由度系で6個存在する防振系の固有振動数との共振回転数が使用回転数範囲内に入らないように設計している。つまり使用回転範囲内では共振が起こらないようにしている。

しかしながら、今回は主機関二重防振、減速機一重防振で防振系が3自由度となるので固有振動数も計18個存在する。この18個の固有振動数を全部エンジンの使用回転数範囲外に設定することには無理がある。そこでエンジンの起振力に励起される可能性があるモードとそうでないモードを区別することが必要となる。従来の経験に基づいて上記のモードを区別して設定し、その条件を満たすようなゴムのばね定数、ゴム個数、中間台板の質量、慣性モーメントを防振計算により求めた。特に上段ゴムと下段ゴムのばね定数および中間台板の質量の組み合わせにおいていろいろな選択肢がある。そこでエンジン本体の変位値も同時に考慮しながらいろいろ組み合わせを変えて計算検討した。これらの防振装置検討のための解析フローチャートを図4に示す。

図3 主機関および減速機の外形図

図4 解析フローチャート

二重防振においてはエンジンと中間質量は防振ゴムを介して互いに影響しあうのでエンジン単独モデルでの計算は意味がなく、二重防振系をモデル化した防振計算が必要である。さらに今回はエンジンと減速機両方とも防振であり、両者の間の弾性継手を介してエンジンと減速機が相互に影響しあって連成する。そのためエンジン、中間質量と減速機を含めた系全体を同時にモデル化した防振計算が必要である。

防振計算のモデル図を図5に示す。エンジン2機とその下の中間台板および減速機をモデル化したものである。図の中で、ばねをイメージしたものは防振ゴムかまたは弾性継手を表している。

防振計算で用いられる基本データについて、今回のようなエンジン二重、減速機一重防振では基本データの精度が計算結果の精度、信頼性にも大きく影響するので細心の注意を払う必要がある。基本データの中で、重量については基本的に可能な限り実測値を用いている。慣性モーメントについてはエンジン全体の重量とサイズから求めるのではなく、エンジンの個々の部品、要素毎に求め

図5 防振計算のモデル図

ている。また防振計算で用いられる防振ゴムのばね定数は静的ではなく動的ばね定数であるが、これはゴムの硬さや変位振幅に依存性がある一定ではないのでこの変動分も考慮した計算も行っている。

なお防振計算は構造解析プログラムMSC/NASTRANの固有値解析および周波数応答解析ソフトを用いて行った。

その計算結果から最終的な数値として決定した全18個の防振系の固有振動数とそれぞれの固有モードを表2に示す。

表2 防振系の固有振動数

エンジン	左右方向	3.4 Hz
	前後方向	3.8
	上下方向	11.2
	ヨーイング	5.7
	ピッチング	9.1
	ローリング	11.4
中間台板	左右方向	26.9 Hz
	前後方向	24.0
	上下方向	44.1
	ヨーイング	23.5
	ピッチング	51.3
	ローリング	69.5
減速機	左右方向	6.5 Hz
	前後方向	5.6
	上下方向	19.9
	ヨーイング	9.0
	ピッチング	26.0
	ローリング	23.0

なお実機においてハンマー加振により、防振系の固有振動数を実測した。ハンマー加振では加振位置、加振方向に制約があるためエンジン、中間台板、減速機についてそれぞれ一部の固有振動数しか得られなかったが、それらについて上記の計算値と比較した結果、良く一致していることを確認している。従って計算の基本数値の特に重量、慣性モーメントおよび防振ゴムの動的ばね定数の数値の設定が妥当であることが検証されている。

4. 工場運転時の振動計測結果

本エンジンはピストン、連接棒をクランクケースに組み込む際、全品の重量計測を行って各シリンダ間の重量バラツキによる不釣合力、不釣合モーメントが最小となるように配置して組み込んでいる。さらにエンジンを運転しながら必要なつりあわせ重りの大きさとその角度を測った上で、実際にその重りを取付けて振動を最小にするフィールドバランスも実施している。

表3 振動変位(工場運転時)
mm (P-P)

位置	方向	100% 負荷	85% 負荷	36% 負荷
①	V	0.001	0.001	0.001
	H	0.003	0.003	0.002
	A	0.001	0.001	0.001
②	V	0.001	0.001	0.001
	H	0.003	0.003	0.002
	A	0.001	0.001	0.001
③	V	0.110	0.095	0.150
	H	0.090	0.095	0.065
	A	0.065	0.065	0.090
④	V	0.115	0.135	0.110
	H	0.090	0.110	0.060
	A	0.060	0.055	0.090
⑤	V	0.115	0.130	0.100
	H	0.050	0.045	0.065
	A	0.030	0.025	0.055
⑥	V	0.019	0.020	0.017
	H	0.015	0.014	0.020
	A	0.025	0.032	0.085

図6 振動変位計測位置

工場運転時の振動変位計測結果及び計測位置を表3、図6にそれぞれ示す。なお計測は最大出力の100%負荷時、常用出力の85%負荷時及び調査モード時(船速10ノット)の36%負荷時で行った。エンジン本体ではいずれも両振幅0.15mm以下と防振エンジンとしては極めて良好な振動変位である。二重防振であるにもかかわらず、エンジン本体の振動変位は小さく安定している。また起動時、共振点を通過する際のエンジンの揺れも小さい。一方、防振ゴム下の据付台においてはV(上下)方向で0.001mm(両振幅)と極めて小さく、実際に手で触れても振動を感じないレベルまで下がっている。

調査モード時の防振ゴム上下の振動加速度計測結果を図7に示す。加速度においてゴム上下の比較で100Hz～20kHzの各周波数において平均40dBのレベル差があり、極めて良好な防振効果が得られている。40dBのレベル差とは加速度値で1/100に下がっていることを意味している。通常の一重防振では良くても20～30dB程度のレベル差であり、高周波の優れた防振効果を有するという今回の二重防振の目的は十分に達成されていることが確認された。

図7 振動加速度(工場運転時)

5. 実船での振動計測結果

実船においても振動計測を実施した。調査モード時の振動加速度計測結果を図8に示す。振動変位、加速度ともエンジン本体の振動値は工場運転時とほぼ同一であり、再現されている。一方、防振ゴム下振動加速度は工場運転時よりもレベルが上がっている。これはエンジンからの影響による振動が大きくなったので船体においてはもはやエンジンからの振動の影響は現れず、プロペラ等他からの振動の影響下に入っているためと考えられる。

図8 振動加速度 (船内)

6. 水中放射雑音計測結果

本船には漁業調査を行う目的で海中探査用の最新の高精度、高性能の音響機器が装備される。船体から放射される雑音がこれらの音響機器の障害となるのを防ぐため、本船の仕様には調査モード時の船速において船体から放射される水中放射雑音に関して規制値ならびに規制値よりさらに厳しい努力目標値が定められている。

これらの規制値と実船における水中放射雑音計測結果を図9に示す。水中放射雑音の計測は佐渡沖の日本海で実施された。風浪もおだやかな状態で、海底からの反響が最小となるよう水深の十分な海域を選んでいる。計測は本船を仕様の船速の10ノットで走らせ、本船から一定距離離れた計測船で海中に吊り下げた水中マイクロホン(ハイドロホン)により計測したものである。もちろん計測時

は計測船のエンジンは停止状態である。得られた計測値に音源から計測船までの距離と基準距離との差を換算して水中放射雑音レベルを求めている。なお水中放射雑音レベルは空気中の騒音レベルと異なり、 $1\mu\text{Pa}$ を基準値としてdB表示される。

この結果、水中放射雑音レベルは本船の仕様を満足し、努力目標値に近い結果であることが確認された。

図9 規制値と水中放射雑音実測結果

7. まとめ

農林水産省の漁業調査船の建造スペックに船体から水中へ放射される水中放射雑音の規制値があり、そのために主機関二重防振支持、減速機一重防振支持を採用した。

その防振装置の防振性能、信頼性について満足できるものにするため、検討に検討を重ね、解析シミュレーションを行って設計した。

その結果、通常の一重よりも防振効果は10dB以上大きく、一方エンジン本体の振動は小さく安定しているという目標どおりの結果を得ることができた。また軸心高さやスペースの増加およびエンジン重量の増加も最小に抑え、ゴムのメンテナンスも非常に容易な設計とすることができた。

最終的に実船での水中放射雑音レベルの計測により、本船の仕様値を満足し、努力目標値に近い結果であることを確認した。

船舶における居住性および海洋調査に大きく影響する主機関の防振支持について今後もさらにその技術力の向上に努めたいと考えている。