

디젤엔진 폐기관 공진에 의한 선체 균열 방지 연구

Study for Preventing Hull Cracks Caused by Resonance of the Diesel Engine Exhaust Pipe

한형석[†] · 김준우^{*} · 김영호^{*}
Hyung Suk Han[†], Joon Woo Kim^{*} and Yung Ho Kim^{*}

(Received November 10, 2025 ; Revised December 18, 2025 ; Accepted December 29, 2025)

Key Words : Exhaust Pipe(폐기관), Resonance(공진)

ABSTRACT

Recently, quality concerns have emerged in a specific ship, causing cracks in the engine exhaust pipe and hull. Since the vibration of the diesel engine could transfer to the hull through exhaust pipes, resilient mounts are applied generally similar to the engine mount. When the base line of the ship could be inclined according to the sea state, excessive load could be concentrated on the exhaust pipe connecting part on the hull. However, the structural analysis results revealed that the stress on the hull where the crack occurred in the exhaust pipe was not as high as that at other points when such ship motion occurred, determining that this was not the cause of the crack. In order to define the root cause of the crack on the hull, vibration measurement was performed and it could be revealed that the exhaust pipe connecting to the hull experienced significant vibrations at the particular rotational speed. Moreover, vibration analysis results indicated that the impeller blade pass frequency coincided with the natural frequencies of one of the exhaust pipes at that rotational speed, resulting in resonance. Therefore, by increasing the elastic mount stiffness, the natural frequency was changed far from the impeller blade passing frequency in the operation rpm range, and the exhaust pipe vibration was confirmed to be greatly reduced as the resonance phenomenon disappeared.

1. 서론

최근 특정 함정에서 디젤엔진 폐기관과 연결된 선체에 균열이 발생하는 품질 문제가 발생하였다. 폐기관의 경우 디젤엔진의 진동을 전달하는 중간 매개체의 역할을 하기 때문에 일반적으로 탄성마운트로 진동 절연이 되어 있으며 디젤엔진 또한 탄성마운트로

지지되는 구조를 가진다.

이러한 유연 구조를 가지는 구조물의 경우 함 운동 발생 시 상대운동이 발생하기 때문에 유연 마운트 및 커플링의 변위가 크게 발생하며 이러한 변위가 최대 허용치를 벗어나게 되면 문제가 될 수 있으므로 통상 전산해석을 통해서 함 운동 발생에 따른 마운트 및 커플링에 대한 적합성을 평가하고 있다. 또한, 이러한 상대운동 발생 시 강체로 연결된 부분에서는 상대변위로 인한 응력집중

[†] Corresponding Author ; Member, Defense Agency for Technology and Quality, Principal Researcher
E-mail : hshan@dtaq.re.kr

^{*} Member, DTaQ, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2025 Annual Autumn Conference

[‡] Recommended by Editor Joong-Kwan Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이 발생될 수 있으므로 반드시 해석 및 시험을 통해 해당 부분의 구조적 안전도를 검토해야 한다.

Han et al.은 함운용 중 디젤엔진의 상대운동으로 인한 구조물의 파손을 검증하기 위해서 선체운동에 의한 주추진계의 변위가 동력축의 축 어긋남에 미치는 영향을 해석 및 실험을 통해서 분석하였다⁽¹⁾. Han et al.은 개스터빈의 가진력을 개스터빈 상 3개의 지점에서 수집한 가속도 데이터를 가지고 질량중심점에서의 가진력을 계산하여 이를 기반으로 엔진의 상대변위 및 진동을 예측하였다⁽²⁾. 그 외에도 일반적인 기계 시스템에서 공진에 의한 파손은 매우 자주 발생되고 있으므로 가진력 규명 및 파손 메카니즘과 관련된 연구 및 사례가 산업계에서 매우 자주 보고되고 있다⁽³⁻⁹⁾.

이 연구에서는 특정함정에서 발생한 디젤엔진 폐기관 선체연결부의 파손에 대한 고장분석을 디젤엔진 및 폐기관의 진동특성과 연계해서 분석하고 고장분석 결과를 바탕으로 개선방안을 도출하고자 한다.

2. 디젤엔진 폐기관 구성 및 고장

이 연구에서 다루는 함정의 디젤엔진의 폐기구는 Fig. 1과 같이 함내 폐기관을 통해 함외로 배출되는 구조를 가진다. Fig. 1에서 폐기관 끝부분이 알루미늄 선체에 용접되어 있는데, 함정을 일정기간 운용 시 Fig. 2와 같이 폐기관 끝부분의 선체용접부에 균열이 발생하여 폐기관이 선체로부터 분리되는 고장이 발생하였다. 함정 운용 시 폐기관 선체 연결부의 경우 알루미늄 재질로 폐기온도가 150 °C 이상 증가하면 인장강도 및 영률이 급격히 감소하기 때문에 별도의 냉각 장치를 사용하여 상시 냉각을 수행하고 있다. 따라서 실제 함 운

전 시 선체 온도는 100 °C를 넘어가지 않으므로 열에 의한 파손 가능성은 배제하였다. 따라서 유연 마운트로 지지되어 있는 폐기관 계의 상대운동에 의한 파손 가능성을 파악하기 위해 유한요소법을 이용하여 선형 해석, 충격 해석 및 진동해석을 수행하여 폐기관 진동에 의한 선체 파손 가능성에 대해 분석하였다.

3. 고장분석

3.1 유한요소 해석

디젤엔진과 폐기관의 구조해석을 수행하기 위해 Fig. 3과 같이 디젤엔진, 선체 및 폐기관을 MSC.

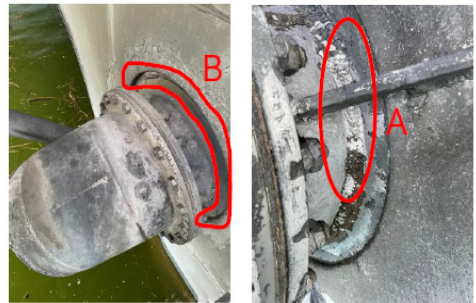
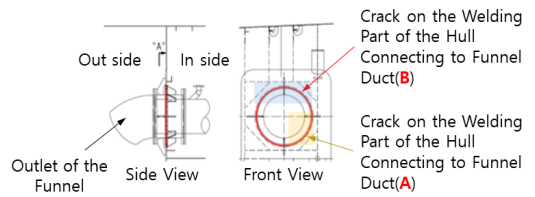


Fig. 2 Connection structure of the exhaust pipe of the diesel engine on the hull

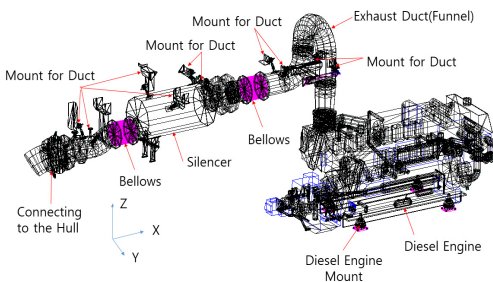


Fig. 1 Construction of the exhaust pipe of the diesel engine for the naval vessel described in this research

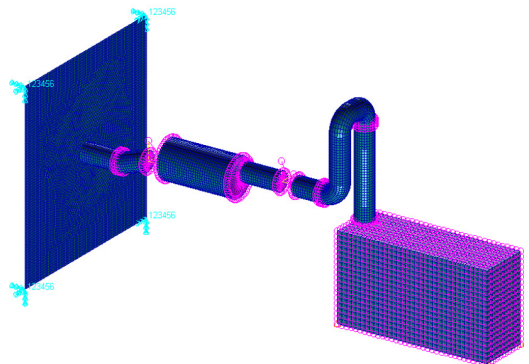


Fig. 3 FEM model of engine and exhaust pipe

Patran을 이용하여 근사화하여 모델링하였다. 엔진은 엔진 질량중심점에 집중질량을 설정하고 Nastran에서 제공하는 RBE2(rigid body element form 2) 요소를 이용하여 엔진 하우징과 결합하였다. 폐기관과 소음기는 사변형 요소(quadrilateral element)를 이용하여 모델링 하였으며 선체는 사면이 모두 완전 구속된 유한한 크기의 평판으로 가정하고 폐기관과 결합하였다. 벨로우즈와 탄성마운트는 MSC. Patran에서 제공

하는 0 bush 요소를 사용하여 축방향, 반경방향, 수직방향에 대해 강성을 적용하였다. 0 bush 요소는 축방향, 반경방향, 수직방향의 그라운드드(grounded) 스프링을 하나의 노드에 표현하는 엘리먼트로 해석 시 각 방향의 강성계수만 반영하면 되는 모델이다. 해석에서 사용된 물성치는 Table 1과 같다.

함 운동에 의한 디젤엔진의 상대변위에 대한 폐기구 연결 덕트에서의 응력을 확인하기 위해 디젤엔진

Table 1 Material property of FEM model in Fig. 3

| Items | Direction | Value | Unit | |
|-----------------------------------|-----------------|-------------------|------------------|----|
| Bellows stiffness | x | 271 900 | N/m | |
| | y | 981 500 | N/m | |
| | z | 981 500 | N/m | |
| | T | 703.1 | Nm/rad | |
| Mount stiffness of duct | x | 3553057.6 | N/m | |
| | y | 3553057.6 | N/m | |
| | z | 7106115.6 | N/m | |
| Mount stiffness of silencer | x | 3947841.8 | N/m | |
| | y | 3947841.8 | N/m | |
| | z | 7895683.5 | N/m | |
| Mount stiffness of engine | x | 16 560 000 | N/m | |
| | y | 4 440 000 | N/m | |
| | z | 5 980 000 | N/m | |
| Mass of engine | | 3839 | kg | |
| Mass moment of inertia for engine | xx | 1123 | kgm ² | |
| | yy | 1402 | kgm ² | |
| | zz | 1359 | kgm ² | |
| Items | Property | Value | Unit | |
| Hull plate (aluminum) | Young's modulus | 70 000 | MPa | |
| | Poison ratio | 0.3 | - | |
| | Thickness | 10.0 | mm | |
| Exhaust pipe (steel) | Young's modulus | 211 000 | MPa | |
| | Poison ratio | 0.3 | - | |
| | Thickness | Engine ~ Silencer | 5.0 | mm |
| | | Silencer | 3.0 | mm |
| | | Silencer ~ Hull | 9.5 | mm |

질량중심에 x, y, z 방향으로 1N의 단위 하중을 각각 입력하고 모든 방향에 단위 하중이 가해진 상태에서 선형해석을 수행하였다. 선형해석 수행결과 Fig. 4와 같이 응력은 폐기구의 엔진 연결부 덕트에서 가장 크게 발생하며 선체 연결부 덕트 및 선체의 응력은 엔진 연결부의 응력 대비 약 1/150배 정도로 매우 낮게 발생되고 있음을 알 수 있었다. 따라서 함운동에 의한 디젤엔진 상대변위는 폐기구 선체 연결부의 파손에 대한 원인은 아닌 것으로 판단되었다.

외부 충격에 의한 상대변위에 의해 선체 연결부 파손을 검토하기 위해서 디젤엔진 질량중심에 Fig. 5와 같이 x, y, z 방향으로 0.1초 반사인과 주기를 가지는 1N의 충격 하중을 각각 입력하고 모든 방향에 충격 하중이 가해진 상태에서 충격해석을 수행하였다.

충격해석 결과 Fig. 6과 같이 디젤엔진의 진동 변위에 비해 선체연결부 변위가 약 1/10 정도 발생함에 따라 큰 충격 발생으로 디젤엔진의 상대운동이 크게 발생할 경우 선체 연결부에서의 파손 발생이 가능할 것으로 판단되었다.

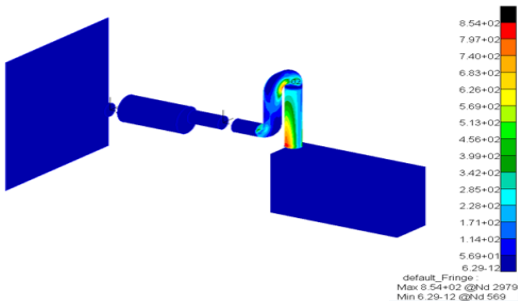


Fig. 4 Static analysis results for conventional model [unit: Pa]

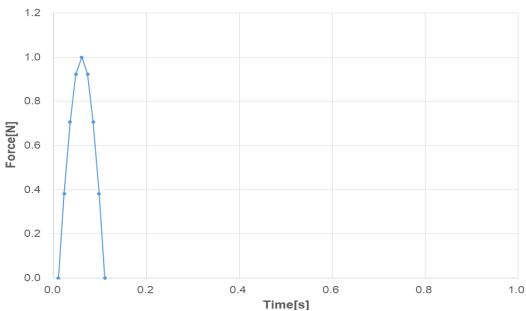


Fig. 5 Half sine wave shock profile

추가로, 이 연구에서 다루는 함정의 운전 회전수 범위에서 공진 발생 여부를 파악하기 위해 고유모드 해석 및 주파수응답함수 해석을 수행하였다. 주파수 응답함수 해석으로 소음기 중심에 단위 입력하중을 입력하고 폐기관 출구와 연결되는 선체부에서의 응답을 Fig. 7과 같이 구할수 있었다. Fig. 7에서 진동이 50 Hz 근방에서 매우 크게 증가하는 현상이 발생하였다. 고유모드해석 결과 Fig. 8과 같이 50 Hz에서 로컬 진동 모드가 있음을 알 수 있었으며 이 진동 모드는 선체와 연결되어 있는 쪽의 탄성마운트에서 큰 변위가 발생하는 모드이다. 일반적으로 선체 임펠라의 블레이드 통과주파수가 선체구조물의 고유진동수와 일치할 경우 구조물에 과진동 발생 및 이를 지지하고 구속하는 지점에서 구조물이 파손되는 사례가 많이 있다. Fig. 8과 같이 임펠라의 브레이드 통과주파수에

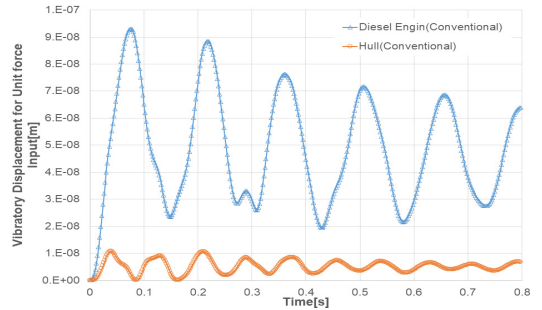


Fig. 6 Shock response displacement of diesel engine and hull connecting exhaust pipe for conventional model

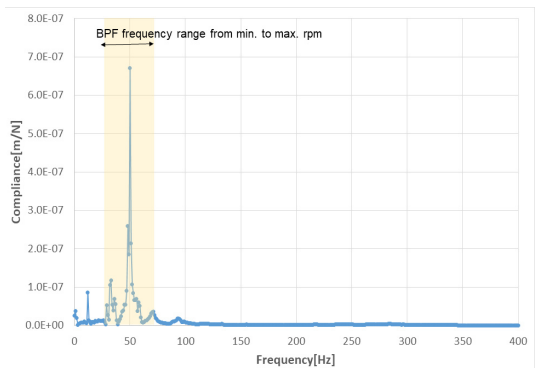


Fig. 7 Frequency response function (compliance) for unit force input on the silencer to hull connecting exhaust pipe for the conventional model (conventional)

서 폐기관의 선체연결부쪽 탄성마운트에서 큰 변위를 가지는 모드가 발생할 경우 폐기관을 강체 연결로 지지하고 있는 선체연결부에서 응력이 크게 증가하게 된다. 따라서 Fig. 8의 고유모드 해석 결과로부터 해당 모드 발생 시 폐기관 선체연결부에서 매우 큰 응력이 발생함에 따라 이로 인한 피로파손 발생이 가능함을 예측할 수 있었다.

이 함정의 임펠러 블레이드 통과 주파수는 28 Hz ~ 72 Hz로 운전범위 내에서 50 Hz 고유진동수가 포함되어 있으므로 해당 회전수에서 폐기관의 공진 발생이 가능함에 따라 해상 시운전을 통해 과진동 여부를 확인해 보았다.

3.2 실선 시운전 진동 계측

50 Hz 근방에서 임펠라의 블레이드 통과주파수에서 공진여부를 파악하기 위해서 엔진 회전수를 최소회전수(PCL 1)에서 최대회전수(PCL 10)까지 증가 시키면서 진동을 계측해보았다. 진동은 Fig. 9와 같이 소음기 함수축 탄성마운트 상단 및 해석결과 50 Hz에서 공진 발생 시 변위가 가장 컸던 폐기구 선체 연결부 쪽 탄성마운트 상단과 소음기 함미축 탄성마운트 상단에 3축 속도를 부착하여 운전 속도별 진동레벨을 계측하였다.

Fig. 10은 시험 시작부터 종료까지 4 Hz ~ 100 Hz 까지의 각 속도 단계(PCL)별 진동 rms 레벨을 계측한 결

과이다. 일반적으로 함정은 PCL 증가 시 축 회전수를 일정량 만큼 증가하는 것으로 함속도를 제어한다. 계속 시 속도단계는 PCL 1에서 10까지 1씩 증가하면서 수행하였고 Fig. 10에서 PCL 6에서 7로 회전수를 변경할 때(150초 전후) 선체 연결 폐기관 쪽 축방향 진동 (Fig. 9, 가속도계 ③)이 크게 증가함을 알 수 있었다.

Fig. 11과 같이 각 PCL별 진동 스펙트럼을 보면 PCL 6.5에서 50 Hz 진동성분이 매우 크게 발생하고 있으며 이는 해당 속도에서 임펠러 블레이드 통과 주파수임을 알 수 있었다.

따라서, 3.1절의 해석 결과로부터 50 Hz 근방에서 폐기관의 공진발생으로 폐기관 진동 변위가 크게 발생하고 이로 인해 파손이 발생한 것으로 강하게 추정되었다.

4. 고장개선

4.1 유한요소 해석

일반적으로 함정의 디젤엔진계는 수중방사소음 및

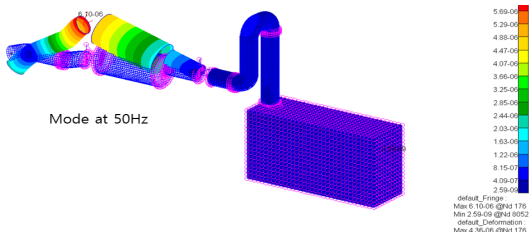


Fig. 8 Natural mode of exhaust pipe of diesel engine at 50 Hz where the vibration level extremely increased

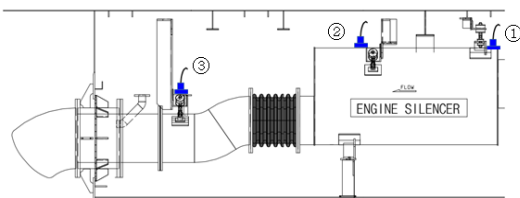


Fig. 9 Accelerometer installation on the exhaust pipe

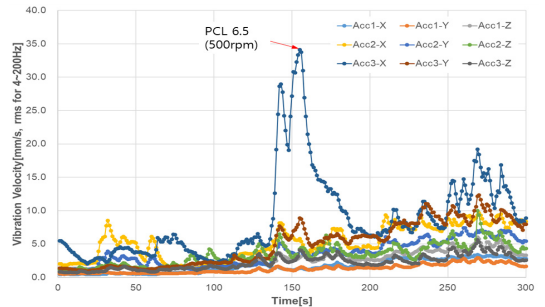


Fig. 10 Vibration rms level from 4 to 100 Hz on the acceleration ③ in Fig. 9 (conventional)

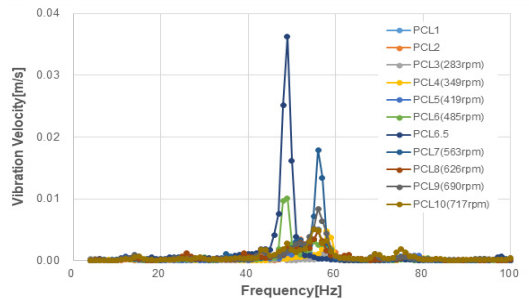


Fig. 11 FFT spectra measured from accelerometer ③ in Fig. 9 at axial direction according to rpm variation of the propulsion shaft (conventional)

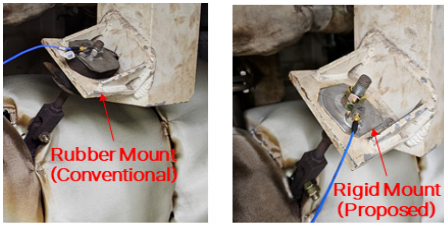
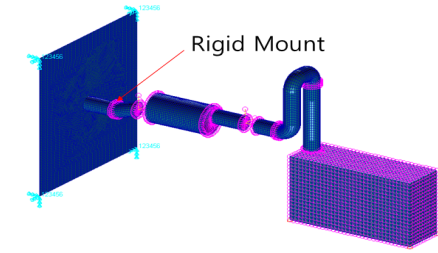


Fig. 12 Improvement action, which exchange resilient mount to rigid mount for the exhaust pipe connecting to the hull

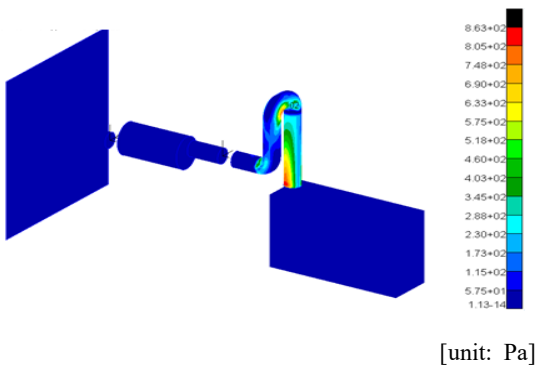


Fig. 13 Static analysis results for proposed model

환경진동 저감을 위해 탄성마운트를 적용한다. 하지만 과도한 마운트 적용 시 특정조건에서 공진, 자러 진동 등 과도진동이 발생하여 주요 구조물 및 장비의 파손이 발생하는 경우가 종종 발생되고 있다^(10,11). 3장의 고장분석 결과에서도 탄성마운트 적용으로 인해 50 Hz에서 선체 연결 폐기관의 로컬 공진으로 인해 선체에 과도한 응력이 발생하여 파손이 일어난 것으로 파악되었다. 이 연구에서 다루는 함정의 경우 소형 함정으로 수중방사소음 요구조건이 없는 함정이지만 탄성마운트가 다소 과도하게 적용되어 있어서 일부 제거한다고 해도 설계 개념 상 큰 문제는 없는 것으로 판단된다. 특히 이 연구에서 제안한 선체 연

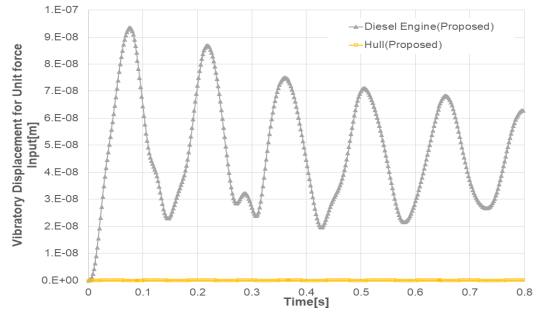


Fig. 14 Shock response displacement of diesel engine and hull connecting exhaust pipe for the proposed model

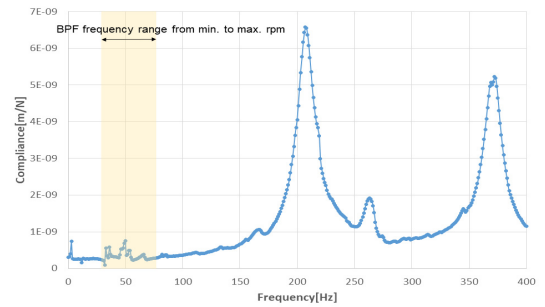


Fig. 15 Frequency response function (compliance) for unit force input on the silencer to hull connecting exhaust pipe for proposed model (proposed)

결부 쪽 탄성마운트는 50 Hz에서 공진이 발생하고 있기 때문에 탄성마운트 적용으로 오히려 진동이 커져 선체연결부에 과도한 진동을 발생 시키고 있으므로 Fig. 12와 같이 선체 연결 폐기관쪽 탄성마운트를 강제마운트로 변경하는 안을 개선 안으로 선정하고 이에 대한 효과를 유한요소 해석을 통해 검토해 보았다. 개선 적용 안에 대해 함 운동에 의한 디젤엔진의 상대변위에 대한 폐기구 연결 덕트에서의 응력을 확인하기 위해 3장과 동일한 방법으로 선형해석 수행 결과, Fig. 13과 같이 폐기관 선체 연결부 응력은 개선 전과 동일하게 매우 낮음을 알 수 있었다.

또한, 개선 적용 후 외부 충격에 의한 상대변위에 의해 선체 연결부 파손을 검토하기 위해서 3장과 동일한 방법으로 해석을 수행하였고 해석 결과는 Fig. 14와 같다.

Fig. 14에서 디젤엔진 변위는 개선 전과 거의 동일하지만 폐기구 연결 선체 변위는 강제마운트 적용으

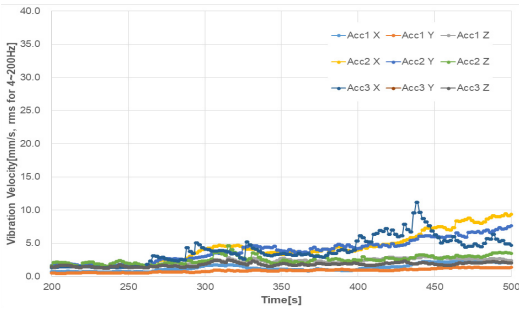


Fig. 16 Vibration rms level from 4 to 100 Hz on the acceleration ③ in Fig. 9 after applying rigid mount (proposed)

폐기구 선체연결부의 주파수응답함수 해석을 3장과 동일한 방법으로 수행하였다.

해석 결과는 Fig. 15와 같으며 고유진동수가 운전 범위 내의 임펠러 블레이드 통과주파수 범위에 50 Hz 고유진동수가 없음을 확인할 수 있었다. 고유모드 검토 결과 50 Hz에서 발생한 폐기관 선체연결부에서의 로컬 진동모드는 탄성마운트 제거(강체마운트 적용)로 인해 사라졌음을 확인할 수 있었다.

해석 결과를 검증하기 위해서 실선에서 선체연결부 쪽 폐기관 탄성마운트를 강체마운트로 변경 후 진동 시험을 수행하였다.

4.2 검증시험

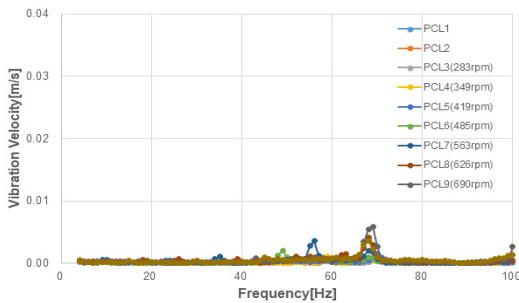
4.1절의 해석 결과를 검증하기 위해서 선체 연결 폐기구 쪽 탄성마운트를 강체마운트로 변경하고 최소속도에서 최대속도까지 회전수를 변경하면서 진동을 계측하였다. 진동 계측 결과 Fig. 16과 같이 전 속도 범위에서 개선 전 과도한 진동은 모두 사라졌음을 확인할 수 있었으며 Fig. 17의 선체 연결 폐기관 쪽 축방향 진동(Fig. 9, 가속도계 ③)의 FFT 스펙트럼에서도 PCL 6~PCL 7에서 크게 발생하던 50 Hz 진동 성분이 모두 사라졌음을 확인할 수 있었다.

5. 결 론

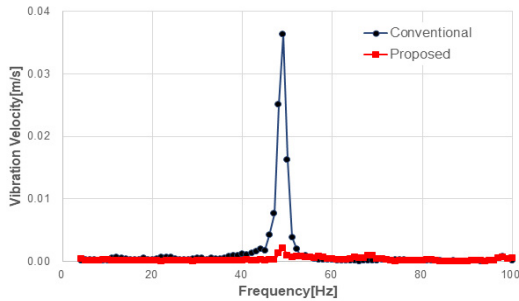
이 연구에서는 디젤엔진 폐기관이 연결된 알루미늄 선체의 균열발생을 엔진 및 폐기관의 공진현상과 관련하여 분석하고 개선대책을 수립하였다.

고장원인은 유연한 탄성마운트와 벨로우즈를 적용한 엔진-폐기관 계의 고유진동수가 운전 회전수 범위 중 일부 구간에서 임펠러의 블레이드 통과주파수와 일치하면서 공진이 발생하였고 이로 인해 폐기관에 과진동이 증가하여 선체 연결부 균열이 발생한 것으로 파악되었다. 이를 방지하기 위한 대책으로 선체 균열에 영향을 미치는 가장 큰 진동 모드 제거를 위해 폐기관의 선체 연결부 쪽 탄성마운트를 강체 마운트로 변경하였으며 해석 및 검증시험 결과 고유 모드 제거로 인해 폐기관의 진동이 크게 감소함을 확인할 수 있었다.

이 연구의 사례를 통해 유연하게 지지된 엔진-폐기관 계에서 발생하는 과진동 현상에 대해서는 설계 시 반드시 고유진동 검토가 이루어져야 함을 알 수 있었으며 향후 함정 설계절차에 반영할 예정이다.



(a) FFT spectra according to rpm variation of the propulsion shaft



(b) FFT spectra applying conventional and improved rigid mount at PCL 6.5

Fig. 17 FFT spectra measured from accelerometer ③ in Fig. 9 at axial direction after applying rigid mount (proposed)

로 인해 크게 줄어들었음을 알 수 있으며 이로부터 충격에 대해 폐기관 연결 선체부가 기존 대비 훨씬 강건해 졌음을 알 수 있었다.

추가로 개선 적용 후 소음기 입력 단위하중에 대한

References

- (1) Han, H. S., Lee, K. H. and Cho, H. G., 2012, Analysis for the Effect of the Misalignment of the Power Line from the Displacement Caused by the Ship Motion of the Main Propulsion System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 1, pp. 46~52.
- (2) Han, H. S. and Lee, K. H., 2013, Estimating the Vibration Displacement for the Engine's Power Transfer Shaft by Determining Engine Exciting Force, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 27, No. 6, pp. 1739~1744.
- (3) Otsuka, T., Okada, T., Ikeno, T., Shiomi, K. and Okuma, M., 2007, Force Identification of an Outboard Engine by Experimental Means of Linear Structural Modeling and Equivalent Force Transformation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 308, No. 3-5, pp. 541~547.
- (4) Tao, J. S., Liu, G. R. and Lam, K. Y., 2001, Excitation Force Identification of an Engine with Velocity Data at Mounting Points, Journal of Sound and Vibration, Vol. 242, No. 2, pp. 321~331
- (5) Gunduz, A., Inoue, A. and Singh, R., 2010, Estimation of Interfacial Forces in Time Domain for Linear Systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 329, No. 13, pp. 2616~2634.
- (6) Khanlo, H. M., Ghayour, M. and Ziaei-Rad, S., 2013, The Effects of Lateral-torsional Coupling on the Nonlinear Dynamic Behavior of a Rotating Continuous Flexible Shaft-disk System with Rub-impact, Communications in Nonlinear Science Numerical Simulation, Vol. 18, No. 16, pp. 1524~1538.
- (7) Han, H. S. and Lee, K. H., 2015, Root Cause Analysis of the Fracture of a Sonar Window Caused by Hydrostatic, Hydrodynamic, and Transient Forces Around a Ship, Engineering Failure Analysis, Vol. 48, pp. 218~235.
- (8) Han, H. S., Jeon, S. H., Lee, C. W. and Kim, Y. H., 2020, Self-excited Vibration of an Impeller Blade of the Waterjet Propulsion Shaft in a Naval Vessel Caused by Flow-induced Thrust Load, Engineering Failure Analysis, Vol. 118, 104888.
- (9) Han, H., 2025, Fracture-life Estimation for Diesel Engines using Vibration Signals, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 35, No. 3, pp. 318~325.
- (10) Han, H., Min, I. H. and Oh, H. S., 2025, Root Cause Analysis of the Flexible Coupling Fracture of the Diesel Engine in a Naval Vessel Caused by Lateral-torsional Coupled Vibration and Dynamic Load, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 39, No. 7, pp. 3787~3796.
- (11) Han, H. S., Lee, K. H. and Cho, H. G., 2012, Analysis for the Effect of the Misalignment of the Power Line from the Displacement Caused by the Ship Motion of the Main Propulsion System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 1, pp. 46~52.