

고성능 수치해석 라이브러리를 적용한 진동해석 프로그램 개발

고도현* · 부승환**†

* 한국해양대학교 조선해양시스템공학부 석사과정, ** 한국해양대학교 조선해양시스템공학부 교수

Development of the Vibration Analysis Program Applying
the High-Performance Numerical Analysis Library

Dou-Hyun Ko* · Seung-Hwan Boo**†

* Master's course, Naval Architecture and Ocean System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea

** Professor, Naval Architecture and Ocean System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea

요 약 : 선박 및 해양구조물과 같은 대형 유한요소모델의 진동 특성을 평가하기 위해 고유치 해석 및 가진 주파수에 따른 응답 계산을 필수적으로 수행해야 한다. 하지만 이러한 해석들은 과도한 전산 장비와 계산 시간이 요구되어 고성능 해석 프로그램의 개발이 필요하다. 특히 선형연립방정식에서 발생하는 역행렬 계산 및 고유치 해석 시에는 상당한 전산 해석 시간이 발생하기 때문에 최신 고성능 라이브러리를 적용함으로써 이를 개선할 수 있다. 본 연구에서는 병렬식 선형연립방정식 계산 라이브러리인 PARDISO와 고성능 고유치 해석 라이브러리인 ARPACK을 적용하여 빠르고 정확한 해석이 가능한 진동해석 프로그램을 개발하였다. 끝으로 개발된 해석 프로그램의 정확도와 효율성을 검증하기 위해 여러 선박해양공학 수치 예제를 사용하였고, 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS와의 결과 비교 검토를 통해 개발된 진동해석 프로그램의 신뢰성을 검증, 제시하였다.

핵심용어 : 유한요소법, 진동해석, 고유치 해석, 주파수 응답 해석, PARDISO, ARPACK

Abstract : In order to evaluate the vibrational characteristics of huge finite element models such as ships and offshore structures, it is essential to perform eigenvalue analysis and frequency response analysis. However, these analyzes necessitate excessive equipment and computation time, which require the development of a high-performance analysis program. In particular, a considerable computational analysis time is required when calculating the inverse matrix in a linear system of equations and analyzing the eigenvalue analysis. Therefore, it can be improved by applying the latest high-performance library. In this paper, the vibration analysis program that enables fast and accurate analysis was developed by applying 'PARDISO', a parallel linear system of equation calculation library, and 'ARPACK', a high-performance eigenvalue analysis library. To verify the accuracy and efficiency of proposed method, we compare ABAQUS with proposed program using numerical examples of marine engineering.

Key Words : Finite element method, Vibration analysis, Eigenvalue analysis, Frequency response analysis, PARDISO, ARPACK

1. 서 론

대형구조물에서 발생하는 진동은 구조적 손상을 일으킬 수 있고, 선박의 경우 승조원들의 안락감을 저해할 수 있다. 선박의 진동은 주로 Engine room에서 발생하며, 그중 가장 크게 추진 기관에서 발생한다. 따라서 구조물의 고유진동수에 대한 해석과 발생하는 진동의 힘, 즉 기진력을 엔진의 특성에 따라 계산하고 이에 따른 전선, 국부적인 응답을 예측

할 필요가 있다.

진동해석은 구조, 기계 분야에서 함께 수행되는 특징을 가지고 있으며 해석을 위해 Computer Aided Engineering(CAE)을 사용한 시뮬레이션이 필요하다. 상용되는 방법은 Finite Element Method(FEM)를 사용하여 무한개의 자유도(Degrees Of Freedom)를 갖는 연속체를 유한개의 자유도로 근사하는 수치해석법을 사용한다. 이러한 방법으로 구조물을 해석하는 범용 FE S/W는 대표적으로 MSC/NASTRAN, ABAQUS, ANSYS가 있다. 이와 같은 범용 S/W는 주파수응답해석(Frequency response analysis)을 지원하지만, 해석을 위해 기진력을 직접

* First Author : kodolski@g.kmou.ac.kr

† Corresponding Author : shboo@kmou.ac.kr, 051-410-4305

입력해야 하며, 여러 조건을 해석 주파수에 따라 고려해야 하는 번거로움이 있다. 또한, 해석해야 할 FE model의 자유도가 많을수록 구조물의 질량 및 강성행렬의 크기가 매우 커지기 때문에, 수치해석 시 상당한 시간이 소요된다.

본 연구에서, 이러한 요소들을 개선하기 위해 대규모 유한요소해석에 특화된 라이브러리를 적용한 진동해석 프로그램을 개발하였다.

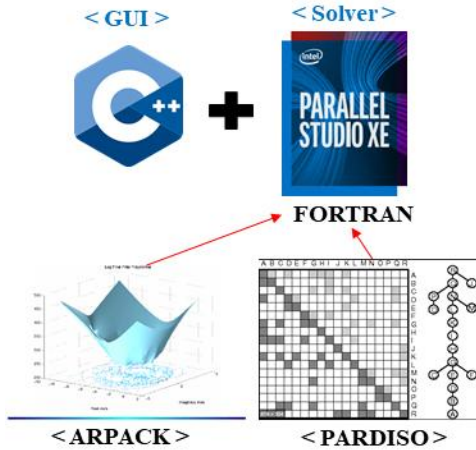


Fig. 1. Configuration of proposed program.

Fig. 1과 같이, 대규모 유한요소해석을 위하여 Visual C++을 사용하여 GUI를 구성하였고, 수치해석에 특화된 프로그래밍 언어 FORTRAN, 고성능 수치해석 Library ‘PARDISO’ 및 ‘ARPACK’을 적용하여 구조물의 진동 특성을 해석하였다.

PARDISO는 Intel MKL(Math Kernel Library)에서 제공하는 대규모 희소 대칭 행렬(Sparse symmetric matrix) 및 비대칭 행렬의 선형방정식 계산에 특화된 라이브러리이며, 다양한 희소행렬의 유형을 지원하고 방정식의 실수, 허수, 대칭, 비대칭, 양의 정부호 및 에르미트 희소행렬의 선형방정식을 계산할 수 있다(PARDISO, 2020). ARPACK은 대규모 모델의 고유치 해석에 특화된 라이브러리이며, Lanczos 알고리즘을 사용하고 FORTRAN 77을 기반으로 고유값과 고유벡터를 계산한다(Lechucq et al., 1998).

본 연구에서 개발된 진동해석 프로그램은 MSC/PATRAN 혹은 FEGate의 유한요소모델 파일 중 하나인 BDF 파일을 통하여 FE model 형상을 사용자에게 표시하였다. 또한, 수치해석을 위하여 구조물의 질량 및 강성행렬의 정보는 MSC/NASTRAN의 출력파일인 PCH 파일을 참고하였다.

개발된 프로그램의 해석법은 Normal mode analysis, Frequency response analysis, Forced vibration analysis 총 세 가지를 수행하였으며, 각 해석의 수행 결과를 FE model을 사용하여 형상화

하고, 그래프로 출력하여 사용자의 편의성을 고려하였다. 또한, 진동해석평가를 위해 ISO:6954(2000)을 참고한 결과를 제공하였다.

2. 동적 해석 방법론

구조물의 진동해석을 수행하기 위해 고유진동수 및 주파수응답해석을 수행한다. FEM을 이용한 상용 프로그램에서의 해석은 직접법(Direct method)과 모달법(Modal method)을 사용한다(MSC Software Corporation, 2012).

첫 번째로, 직접법은 단자유도계의 운동방정식에 주로 사용된다. 구조물의 운동방정식에 미분방정식의 특수해(Particular solution)를 대입하여 응답의 진폭을 계산하는 방법이며 계산 과정에서 역행렬 연산을 수행해야 한다. 따라서 많은 시간이 소요될 수 있다.

두 번째로, 모달법은 다자유도계의 운동방정식에 주로 사용되는 방법이다. 모드해석(Modal analysis) 절차를 이용하여 비감쇠 강제진동해석에 유용한 직교성(Orthogonality)의 특성을 사용하여 계산시간을 대폭 단축할 수 있다.

본 연구에서 개발한 프로그램은 모달법을 사용하여 구조물의 응답을 계산한다.

2.1 Normal mode analysis

비감쇠 자유진동 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (1)$$

여기서 M , K 는 각각 질량 및 강성행렬이며 \ddot{x} , x 는 각각 가속도 및 변위 벡터를 나타낸다. 이 식은 하나의 미분방정식에 여러 변수가 있는 연계된 미분방정식(Coupled differential equation)이다. 따라서 단자유도의 반응같이 하나의 변수에 대한 미분방정식 일반해를 직접 구할 수 없으며, 미분방정식을 분리(Decoupling)하는 과정이 필요하다(Kim, 2006).

식(1)의 해는 다음과 같은 형태로 가정할 수 있다.

$$x(t) = \Phi \sin(\omega t + \theta) \quad (2)$$

여기서 Φ 는 질량체의 진폭, ω 는 진동수, θ 는 위상을 나타낸다. 식(2)를 식(1)에 대입하면 다음과 같이 정리된다.

$$(K - \lambda M)\Phi = 0 \quad (3)$$

여기서 Φ 는 고유벡터 ϕ_i 로 구성된 모드 행렬(또는 벡터), λ 는 고유값 λ_i 로 구성된 고유값(또는 행렬)이며 $\lambda_i = \omega_i^2$ 의 관계를 가진다. 식(3)은 n 개의 변수 Φ 와 매개변수 λ 를 갖는 연립방정식으로, 두 행렬의 고유값과 고유벡터를 구하

는 고유치문제(Eigenvalue problem)이다. 질량 및 강성행렬이 대칭행렬이고, 양의 정부호(Positive definite)라면 n 개의 근은 모두 양의 실수가 된다. 이때 λ 를 오름차순으로 정리하였을 때, 가장 작은 값을 1차 고유진동수라고 하며, 고유주기 중 가장 큰 값을 가진다.

모드행렬 Φ 는 모드의 직교성(Orthogonality of modes)에 의하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi = \begin{bmatrix} M_{11} & & 0 \\ & M_{22} & \\ 0 & & \ddots \\ & & & M_{mm} \end{bmatrix} \quad (4.a)$$

$$\Phi^T \mathbf{K} \Phi = \begin{bmatrix} K_{11} & & 0 \\ & K_{22} & \\ 0 & & \ddots \\ & & & K_{mm} \end{bmatrix} \quad (4.b)$$

여기서 위첨자 T 는 전치행렬(Transpose matrix)이며, 아래 첨자 mm 은 행렬의 주소를 의미한다.

식(4.a), (4.b)와 같이 모드행렬을 질량 및 강성행렬에 곱해주면 대각화가 되며, 각각 일반질량행렬, 일반강성행렬이라 한다. 대부분의 경우 식(5.a)를 만족하도록 정규화(Normalization)한 모드행렬을 정규모드행렬 Ψ (Normalize mode matrix)라 하며, 정규모드벡터(Normalize mode vector) Ψ_i 로 구성되어있다.

$$\Psi^T \mathbf{M} \Psi = \begin{bmatrix} 1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & 1 \end{bmatrix} = \mathbf{I} \quad (5.a)$$

$$\Psi^T \mathbf{K} \Psi = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & \lambda_n \end{bmatrix} \quad (5.b)$$

여기서 \mathbf{I} 는 단위행렬(Identity matrix)이다. 식(5.a), (5.b)로부터 정규모드벡터에 관한 특성을 다음과 같이 요약할 수 있다.

$$\Psi_i^T \mathbf{M} \Psi_j = \delta_{ij}, \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 0 & (i \neq j) \\ 1 & (i = j) \end{cases} \quad (6)$$

식(6)을 만족하는 정규모드벡터와 고유값을 계산하는 과정을 Normal mode analysis라고 한다. 동적 해석, 특히 진동해석에 있어 가장 중요한 과정이며, 진행될 해석에서 가장 선행되는 해석이다.

2.2 Mode superposition

복소수 형태의 하중을 받는 감쇠계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}e^{i\omega t} \quad (7)$$

여기서 \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{K} 는 각각 질량, 감쇠 및 강성행렬이며 $\mathbf{F}e^{i\omega t}$ 는 복소 하중 벡터이다. 이때 감쇠행렬 \mathbf{C} 를 질량행렬과 강성행렬의 선형조합으로 나타내면 다음과 같다.

$$\mathbf{C} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K} \quad (8)$$

따라서 식(7)은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + (\alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K})\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}e^{i\omega t} \quad (9)$$

식(9)의 해 \mathbf{x} 를 비감쇠계의 고유모드 선형조합으로 표시하면 식(10)과 같다.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(t) &= \Psi \mathbf{q} e^{i\omega t} \\ \dot{\mathbf{x}}(t) &= i\omega \Psi \mathbf{q} e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) = -\omega^2 \Psi \mathbf{q} e^{i\omega t}$$

여기서, Ψ 는 정규모드행렬, \mathbf{q} 는 모드좌표(Modal coordinate)이다. 모드벡터는 직교성으로 인하여 선형독립적이므로, n 개의 선형 독립벡터의 조합으로 표현될 수 있다. 따라서 변위벡터 \mathbf{x} 를 비감쇠계의 고유모드 선형조합으로 나타낼 수 있다.

식(10)을 식(9)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$-\omega^2 \mathbf{M} \Psi \mathbf{q} e^{i\omega t} + i\omega \{ \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \} \Psi \mathbf{q} e^{i\omega t} + \mathbf{K} \Psi \mathbf{q} e^{i\omega t} = \mathbf{F} e^{i\omega t} \quad (11)$$

식(11)에서 $e^{i\omega t}$ 를 소거하고, Ψ^T 를 곱하여 정규화한다.

$$-\omega^2 \Psi^T \mathbf{M} \Psi \mathbf{q} + i\omega \Psi^T \{ \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \} \Psi \mathbf{q} + \Psi^T \mathbf{K} \Psi \mathbf{q} = \Psi^T \mathbf{F} \quad (12)$$

식(12)는 식(5.a), (5.b)와 같이 정규화된다.

$$-\omega^2 \mathbf{I} \mathbf{q} + i\omega \{ \alpha \mathbf{I} + \beta \lambda \} \mathbf{q} + \lambda \mathbf{q} = \Psi^T \mathbf{F} \quad (13)$$

이때 감쇠는 식(14)의 임계 감쇠(Critical damping)로 가정하면, 식(15)와 같이 감쇠항을 다음과 같이 표현할 수 있다 (Rao, 2018).

$$\zeta = \frac{c}{c_c}, \quad c = \zeta c_c = 2\zeta \omega_n \quad (14)$$

$$\alpha \mathbf{I} + \beta \lambda = 2\zeta \sqrt{\lambda} \quad (15)$$

따라서, Modal coordinate 운동방정식은 아래와 같이 정리된다.

$$[-\omega^2 \mathbf{I} + i\omega\{2\zeta\sqrt{\lambda}\} + \lambda]q = \Psi^T \mathbf{F} \quad (16)$$

식(16)을 만족하는 모드좌표 q 를 식(10)에 대입하는 과정인 Back transformation을 거쳐 운동방정식의 해를 구한다 (Bathe, 1996).

이때 사용자가 해석할 주파수 범위에 해당하는 구조물의 고유값을 선택하여 modal coordinate 운동방정식에 사용한다. 범위에 해당하는 고유값이 적게 선택될수록 modal coordinate 운동방정식의 크기는 줄어들게 되며 계산의 속도는 현저히 증가하게 된다.

3. Solver 제작 및 Flowchart

제작된 Solver는 실행 파일(EXE)로 변환되며, GUI와 연계하여 해석을 진행한다. 세 가지의 해석을 각각 Solver로 제작하고, GUI에서 작성된 해석 정보 파일을 읽어 진행한다. 해석 정보 파일은 TXT 파일로 저장되며, 사용자가 직접 수정할 수 있다.

해석을 위해 NASTRAN을 사용하여 FE model의 질량 및 강성행렬 정보인 PCH 파일을 생성하고 Solver의 입력 파일로 사용하였다. 행렬을 저장하는 메모리를 경량화하기 위하여 질량 및 강성행렬의 희소성(Sparsity)과 대칭성(Symmetric)을 사용하여 Fig. 2의 예시와 같이 Compressed Sparse Row(CSR) format으로 변환한 후 계산을 진행하였다. 즉, 질량 및 강성행렬의 원소, 행 그리고 열 정보를 3개의 벡터 형태로 저장하게 된다.

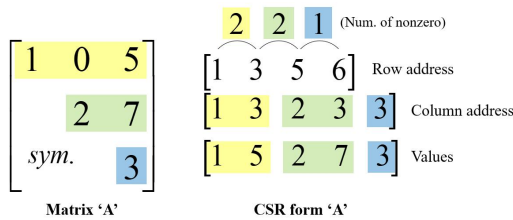


Fig. 2. CSR format example.

3.1 Solver: Normal mode analysis

Normal mode analysis는 Modal analysis를 위하여 가장 선행되어야 하는 과정이며 ARPACK을 사용하여 진행하였다. Fig. 3의 'CALLMK' 단계에서 PCH 파일의 정보를 읽어 CSR format으로 변경되며, 'SOLVE_EIG' 단계에서 ARPACK을 사용하여 Normal mode 계산을 진행하였다. 출력값은 고유값과 고유벡터가 있으며 'WRT_EIGV_T' 단계에서 고유값은 텍스

트 파일로 출력된다. 고유벡터는 자유도가 많은 구조물의 행렬을 다룰 경우 파일 출력이 많은 시간이 소요된다. 따라서 'WRT_EIGVCT_B' 단계에서 고유벡터를 Binary 파일로 출력하였다.

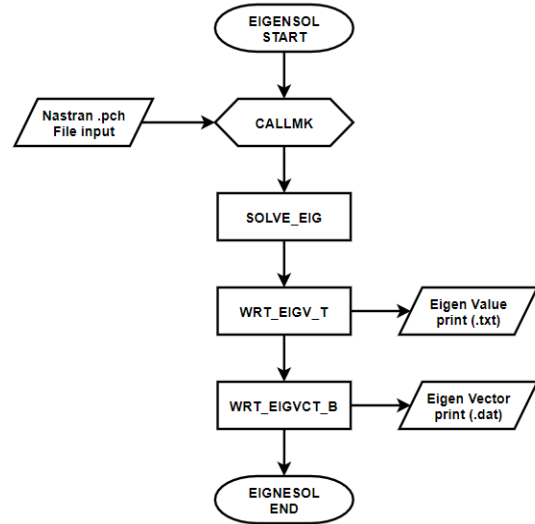


Fig. 3. Flowchart of Normal mode analysis.

Binary 파일은 사용자가 직접 확인할 수 없지만, 입출력의 속도가 빠르다는 장점이 있고, 고유벡터는 GUI 상 모드 형상으로써 표현하기 위함이므로, Binary 파일을 사용한다.

3.2 Solver: Frequency response analysis

구조물의 해석 주파수 별 응답을 계산하는 Frequency response analysis를 진행한다. 이 해석에서는 엔진의 특성을 고려하지 않은 주파수 별 응답에 대해서 해석한다. 사용자가 해석을 위해 입력할 항목은 하중 정보, 해석 주파수 범위, 감쇠 정보이다. 하중 정보에는 가진점, 하중 방향과 크기 (Magnitude)를 포함되어있으며 가진점에서 기진력 크기는 하중 크기로 계산한다. 입력된 가진 주파수는 rad/s로 변환되어 계산에 사용되며, 계산 결과는 Hz로 다시 변환되어 출력된다. Fig. 4의 'EIGENSOL'에서 3.1 단계인 Normal mode analysis를 진행한다. 'DEF_FORCE' 단계에서 해석 정보에 대하여 GUI에서 생성된 텍스트 파일을 읽고 해석을 진행하였다. 'DEF_DAMPCOE' 단계에서 해석 주파수에 따른 감쇠 계수를 설정하며 감쇠 정보는 해석 주파수에 대하여 하나의 상수를 입력하거나, 주파수에 따른 Table을 입력할 수 있다.

'DEF_CUTFREQ'에서 해석 주파수에 따른 고유값, 고유벡터를 선택한다. 주파수 범위는 계산과정 중 Mode superposition에 사용될 고유값, 고유벡터를 설정하는 데 사용된다. 'CALC_TMCK' 단계에서 Modal coordinate 방정식을 설정하고

'LOOP_SOL'에서 주파수에 대한 계산과 모드좌표 q 를 계산한다.

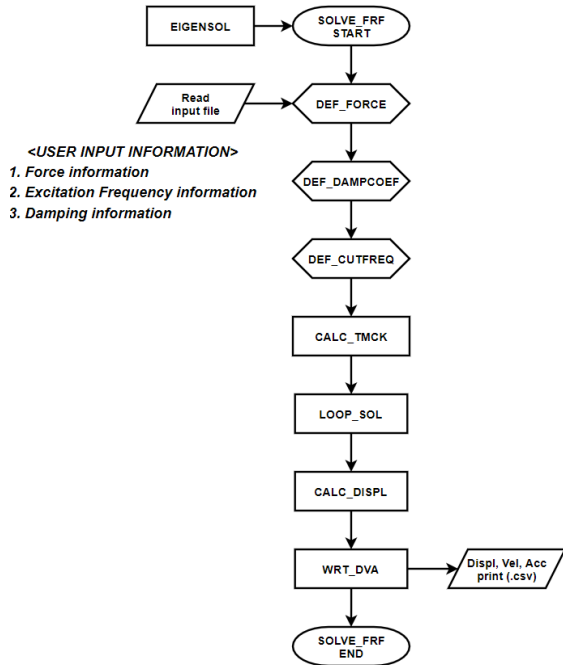


Fig. 4. Flowchart of Frequency response analysis.

이후 모드좌표의 Back transformation을 거쳐 변위, 속도, 가속도를 CSV 파일로 출력하였다. CSV 파일은 쉽표 단위로 출력하는 파일로써 사용자가 MS Excel로 실행 시 직관적으로 결과값을 확인할 수 있는 장점이 있다. 응답은 변위, 속도, 가속도의 Real, Imaginary, Magnitude, Peak 값으로 출력한다.

3.3 Solver: Forced vibration analysis

Forced vibration analysis는 3.2절에서 설명한 Frequency response analysis와 같은 계산과정을 진행하지만, 두 가지 해석법으로 나뉘며 엔진의 제원을 입력받아 기진력에 대한 자동 계산을 포함한다.

Fig. 5와 같이 사용자가 가진 주파수 Domain을 RPM 혹은 Hz로 선택하게 된다. RPM으로 해석할 경우 기진력을 table로 직접 입력하거나, 엔진의 제원 정보를 입력한다. 엔진의 Order, Reference force magnitude, Reference RPM을 사용자에게 입력받아 Order에 따른 기진력을 계산하며, 응답을 계산하였다.

가진 주파수 Domain을 Hz로 선택할 경우, 기진력을 직접 입력하거나, 하나의 값을 입력받는다. 여러 응답점을 따로 설정할 수 있으며 이외의 해석은 3.2절과 같다.

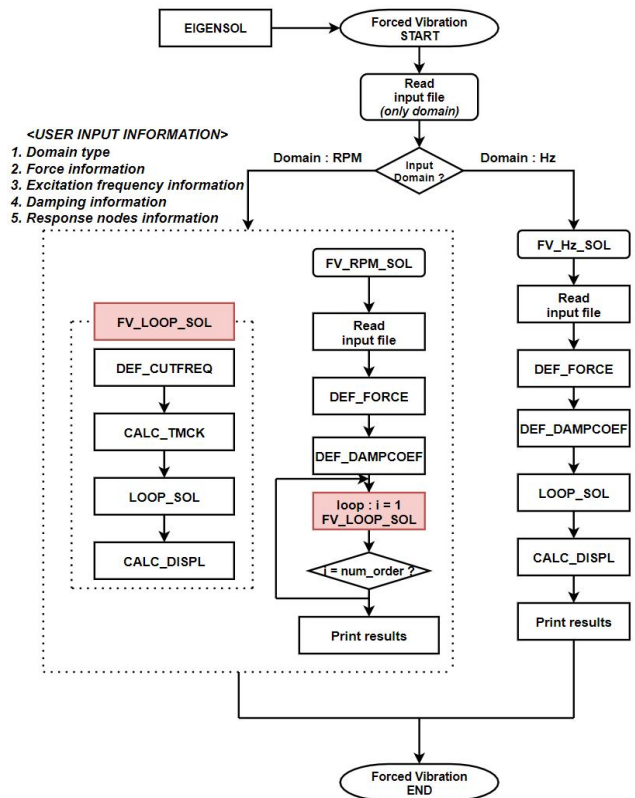


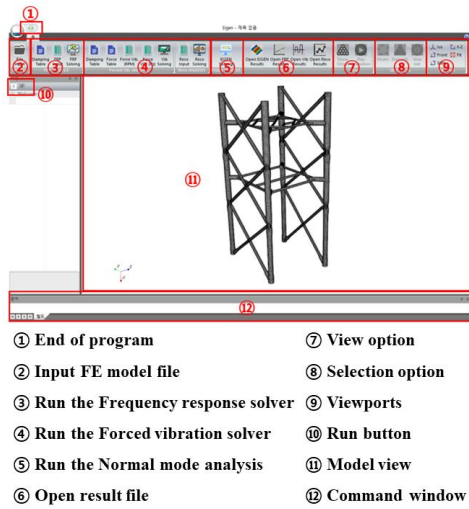
Fig. 5. Flowchart of Forced vibration analysis.

모든 응답은 CSV 파일로 제공하거나 그래프를 출력하며, 변위, 속도, 가속도의 Real, Imaginary, Magnitude, Peak 계산 결과를 출력하였다. 또한, 선박의 진동 평가 기준인 ISO 6954(2000)를 제공한다(ISO 6954:2000, 2000).

4. GUI 제작

Visual C++을 사용하여 Graphic User Interface를 제작하였다. 세 가지의 solver를 모두 따로 실행할 수 있으며, 사용자가 해석에 필요한 정보를 보기 쉽게 입력할 수 있게 제작되었다. GUI에 BDF 파일을 읽어 FE model을 보여주며, 사용자가 화면에서 원하는 Node를 직접 선택하여 해석할 수 있다.

사용자는 Model view에서 마우스 왼쪽 클릭으로 화면 회전, 오른쪽 클릭 및 휠로 확대 및 축소, 휠 클릭으로 이동할 수 있다. Fig. 6은 본 연구에서 개발된 진동해석 프로그램의 GUI이다. 구성은 다음과 같다. Input File 버튼으로 BDF 파일을 불러 읽을 시 해석을 위한 버튼들이 활성화되며 Frequency response analysis 및 Forced vibration analysis의 결과인 그래프 출력은 항상 활성화되어있다.



- ① End of program
- ② Input FE model file
- ③ Run the Frequency response solver
- ④ Run the Forced vibration solver
- ⑤ Run the Normal mode analysis
- ⑥ Open result file
- ⑦ View option
- ⑧ Selection option
- ⑨ Viewports
- ⑩ Run button
- ⑪ Model view
- ⑫ Command window

Fig. 6. Program main window.

4.1 GUI: Normal mode analysis

Fig. 7과 같이 ‘EIGEN Solving’ 버튼으로 Normal mode analysis를 진행할 수 있다. 속성 창에서 해석할 Mode의 개수를 설정한다. 해석을 진행하면 Solver가 자동실행된다.



Fig. 7. Normal mode analysis process.

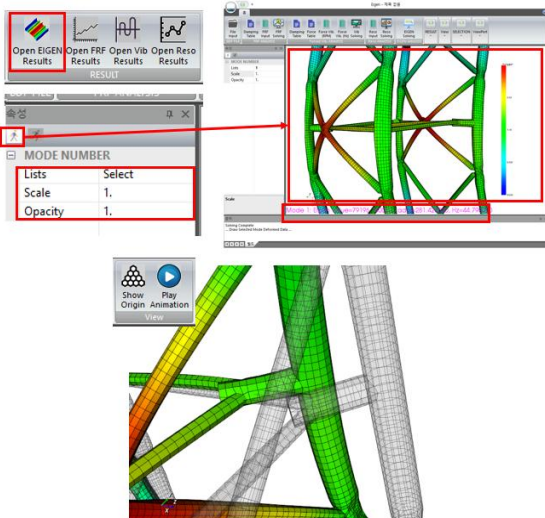


Fig. 8. Result of Normal mode analysis.

해석이 완료된 후, Fig. 8과 같이 해석결과 파일을 선택하면 모드형상을 확인할 수 있다. 사용자는 모드 번호, 형상 Scale, 투명도를 입력할 수 있으며 고유값, rad/s, Hz를 확인할 수 있다. ‘Show origin’ 버튼과 ‘Play Animation’ 버튼을 통하여 변형 전 형상을 확인하고, Animation을 볼 수 있다.

4.2 GUI: Frequency response analysis

Frequency response analysis에 필요한 해석 정보는 Fig. 9와 같이 입력한다. ‘Node Select’ 메뉴를 사용하여 가진점을 GUI 상에서 입력할 수 있으며, ‘Delete Cells’ 버튼을 통해 Element를 삭제하여 선택할 수 없는 부분의 Node를 선택할 수 있다. 하중 정보, 가진주파수 정보, 감쇠 정보를 입력하여 확인 버튼을 누르면 User input information 텍스트 파일이 생성된다.

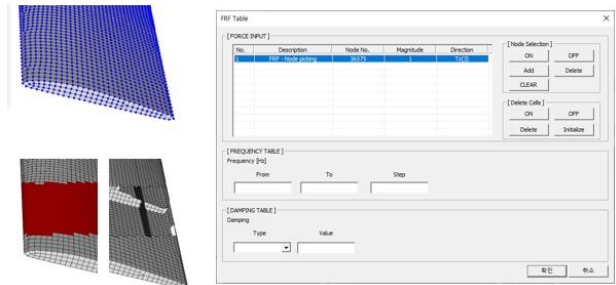


Fig. 9. Input information of Frequency response analysis.

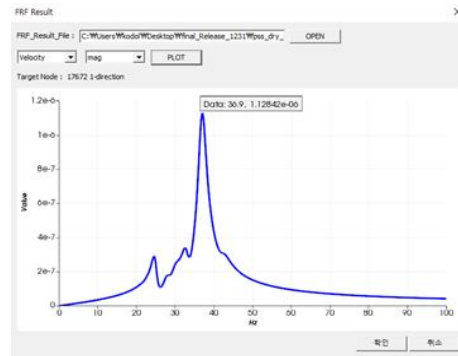


Fig. 10. Result of Frequency response analysis.

해석 진행 후, 해석 결과 파일인 CSV 파일을 선택하고 원하는 정보를 그래프로 나타낸다. Fig. 10과 같이 그래프를 선택하여 결과 하이라이트를 할 수 있다.

4.3 GUI: Forced vibration analysis

3.3절에서 설명한 바와 같이, Forced vibration analysis는 두 가지 해석법으로 진행된다. Fig. 11과 같이 주파수 Domain type에 따라 입력하는 인수가 다르며 4.2절의 ‘Delete Cells’와 ‘Node Select’ 기능을 사용할 수 있다.

고성능 수치해석 라이브러리를 적용한 진동해석 프로그램 개발

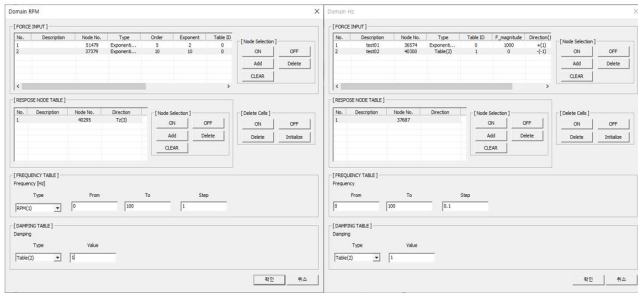


Fig. 11. Input information of Forced vibration analysis.

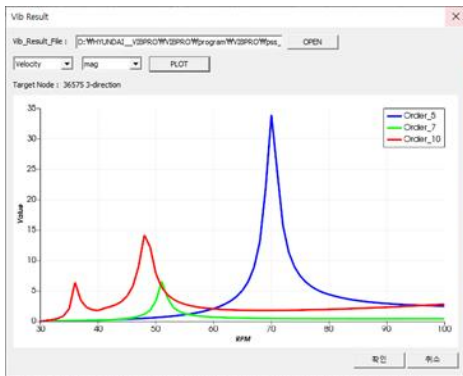


Fig. 12. Result of Forced vibration analysis.

Fig. 12와 같이 RPM Domain의 경우 각 Order 별 해석결과를 그래프로 표현하고, 그래프를 선택하여 결과 하이라이트를 할 수 있다.

5. 수치 예제

본 연구에서 제시된 프로그램의 정확도와 효율성을 검증하기 위해 두 가지 수치 예제를 고려하였다. 사용된 컴퓨터 사양은 Windows 10 64비트 환경으로, Intel i7-8700 프로세서, 16 GB 메모리이다. 유한요소 모델링은 ABAQUS를 사용하였으며 해석 Step은 Frequency, Steady-state dynamics, Modal을 사용하였다. 또한, Matrix generate 기능을 사용하여 FE model의 질량, 강성행렬 정보 파일인 MTX 파일을 읽고 CSR format으로 변환하여 본 연구에서 개발된 Normal mode analysis와 Frequency response analysis를 진행하였다. Forced vibration analysis의 경우 Frequency response analysis와 같은 수식을 사용하고, 가진 조건이 다를 뿐이므로, Frequency response analysis만 검증하였다.

5.1 Stiffened plate

Fig. 13과 같이 52,662개의 자유도를 갖는 Stiffened plate의 양쪽 단에 고정조건을 주었으며, 중앙부 하나의 Node에 하

중을 설정하였다. 밀도는 7860 kg/m^3 , 탄성계수 및 Poisson비는 각각 206 GPa 및 0.3이다. Normal mode analysis는 20개의 mode를 해석하고, Frequency response analysis 시 y 방향, +1N의 크기의 조화가진 $\omega = 0 \sim 40 \text{ [Hz]}$ 을 해석하였다.

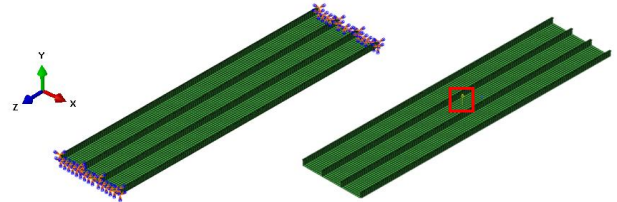


Fig. 13. Stiffened plate FE model.

Table 1. Critical damping coefficient

Frequency [Hz]	Critical damping coefficient
0	0.01
5	0.01
10	0.03
90	0.03

Table 1과 같이 주파수 별 임계 감쇠 계수(Critical damping coefficient)를 적용하였다. 이때 5 Hz~10 Hz 구간은 0.01부터 0.03까지 선형 증가하며 90 Hz 이상 구간에는 0.03을 적용한다. 위 해석 조건을 적용한 Normal mode analysis의 결과는 Table 2와 같다.

Table 2. Results of Normal mode analysis

Mode	Eigenvalue		Eigenvector (Maximum)	
	ABAQUS	Proposed	NASTRAN	Proposed
1	769	769	0.2994	0.2994
2	939	939	0.3168	0.3168
3	1851	1851	0.4126	0.4126
4	3328	3328	0.3683	0.3683
5	4934	4934	0.2689	0.2689
...
20	20526	20526	0.3828	0.3828

20개의 모드해석 결과, 고유값 및 고유벡터의 최대값을 비교하였을 때 ABAQUS와 모두 같은 결과를 확인하였다.

Frequency response analysis의 결과는 Table 3 및 Fig. 14와 같다. ABAQUS의 Steady-state dynamics(Modal)는 본 연구에서 해석하는 방법과 같은 방법이며, 해석결과가 같은 것을 확인할 수 있다. 해석 시간은 ABAQUS 31초, 제안된 프로그램 4초가 소요되었다.

Table 3. Results of Frequency response analysis

Frequency (Hz)	Displacement (Magnitude) [mm]	
	ABAQUS	Proposed
0.0	0.00185	0.00185
0.1	0.00185	0.00185
0.2	0.00186	0.00186
...
4.3	0.00214	0.00214
4.4	0.00540	0.00540
4.5	0.00251	0.00251
...
39.8	0.0000126	0.0000126
39.9	0.0000125	0.0000125
40	0.0000124	0.0000124

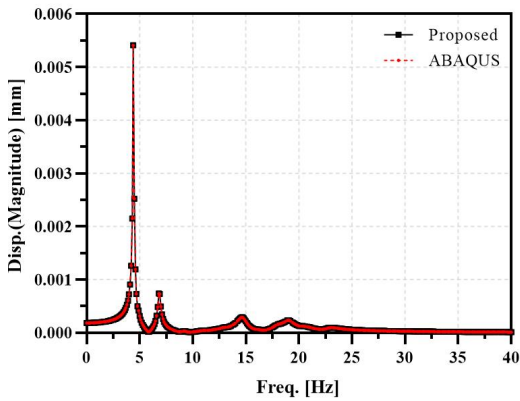


Fig. 14. Graph of Frequency response analysis.

5.2 Jacket structure

Fig. 15와 같이 155,766개의 자유도를 갖는 Jacket 형태의 구조물을 통하여 검증을 진행하였다. Pile의 끝단에 모두 고정조건을 주었으며, 중앙부 하나의 Node에 하중을 설정하였다. 밀도는 7860 kg/m³, 탄성계수 및 Poisson비는 각각 206 GPa 및 0.3이다. Normal mode analysis는 20개의 Mode를 해석하고, Frequency response analysis 시 x 방향, -1N의 크기의 조화 가진 $\omega = 0 \sim 100$ [Hz]에 대하여 해석하였다.

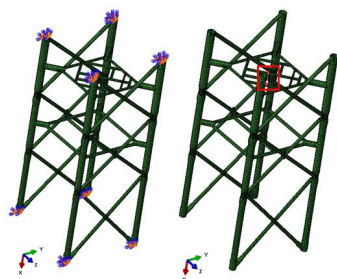


Fig. 15. Jacket FE model.

임계 감쇠에 대한 사항은 Table 1과 같은 조건이며 Normal mode analysis의 결과는 Table 4와 같다.

Table 4. Results of Normal mode analysis

Mode	Eigenvalue		Eigenvector (Maximum)	
	ABAQUS	Proposed	ABAQUS	Proposed
1	78591	78591	2.8869	2.8869
2	164902	164902	2.5897	2.5897
3	181679	181679	5.8145	5.8145
4	201399	201399	5.5466	5.5466
5	228112	228112	6.6462	6.6462
...
20	722350	722350	6.7541	6.7541

20개 Mode의 고유값 및 고유벡터의 최대값이 ABAQUS와 같은 것을 확인하였다.

Table 5. Results of Frequency response analysis

Frequency (Hz)	Displacement (Magnitude) [mm]	
	ABAQUS	Proposed
0.0	0.000155	0.000155
0.1	0.000155	0.000155
0.2	0.000155	0.000155
...
71.3	0.002539	0.002539
71.4	0.002540	0.002540
71.5	0.002535	0.002535
...
99.8	0.0001630	0.0001630
99.9	0.0001623	0.0001623
100	0.0001617	0.0001617

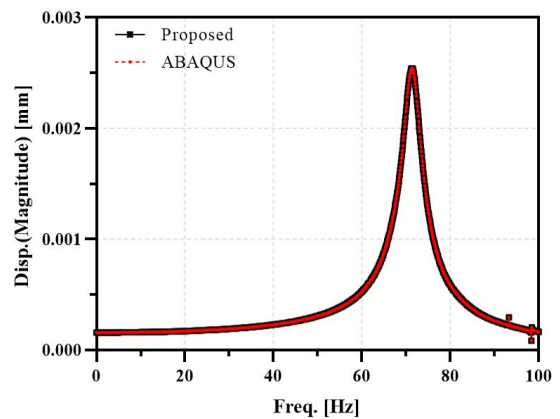


Fig. 16. Graph of Frequency response analysis.

Frequency response analysis 결과, Table 5와 Fig. 16과 같이 모든 해석결과는 ABAQUS와 모두 같은 것을 확인하였으며, ABAQUS 37초, 제안된 프로그램 15초가 소요되어 정확도와 효율성을 확인하였다.

6. 결론

본 연구에서는 고성능 수치해석 라이브러리를 적용한 진동해석 프로그램 개발하였다. 수치계산에 특화된 FORTAN 언어로 Solver를 제작하고, 사용자가 편하게 다룰 수 있도록 Visual C++을 이용하여 GUI를 제작하였다. Solver 제작에 고성능 라이브러리 PARDISO, ARPACK을 적용하여 각각 선형 방정식 및 고유치해석에서 정확도와 효율성을 확인하였다. 추가 공수가 필요했던 엔진에 의한 기진력 계산을 사용자가 필요한 인수만을 입력하여 자동 해석되도록 제작하였고, 해석결과를 CSV 파일 및 그래프로 제공하여 접근성과 편의성을 높였다.

제안된 프로그램을 이용하여 진동 응답 평가 및 보고서 작성에서 효율을 높였으며 작업자의 공수를 줄이고, 해석 오류를 줄여줄 수 있을 것으로 기대된다.

추후 다양한 동적 해석을 추가할 계획이며, 재해석 기법과 결합하여 현업에서 업무에 대한 부담을 줄여 줄 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 현대중공업(주)의 지원으로 수행된 연구결과임. 또한 2020년도 산업통상자원부의 ‘창의산업융합 특성화 인재양성사업’의 지원을 받아 연구되었음(과제번호 N0000717).

References

- [1] Bathe, K. J.(1996), Finite Element Procedures, 2nd Ed., Prentice-Hall Inc.
- [2] ISO 6954:2000(2000), Mechanical vibration - Guidelines for the measurement, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships.
- [3] Kim, S. D.(2006), Dynamic of Structures, Daega books.
- [4] Lechucq, R. B, D. C. Sorensen, and C. Yang(1998), ARPACK Users Guide: Solution of Large-Scale Eigenvalue Problems with Implicitly Restarted Arnoldi Methods, SIAM.
- [5] MSC Software Corporation(2012), MSC Nastran 2012 Dynamic Analysis User's Guide.

[6] PARDISO(2020), “PARDISO - Parallel Direct Sparse Solver Interface”, Developer Reference for Intel oneAPI Math Kernel Library Fortran, software.intel.com.

[7] Rao, S. S.(2018), Mechanical Vibrations, 6th Ed, Pearson.

Received : 2021. 02. 01.

Revised : 2021. 02. 17.

Accepted : 2021. 02. 25.