



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學博士 學位論文

船舶用 디젤엔진의 크랭크축 비틀림振動에
의한 엔진 本體의 聯成振動에 관한 研究

A Study on the Coupled Vibration of Main Engine Body by the
Torsional Vibration of Crankshaft in Marine Diesel Engine



2018 年 8 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

金 尙 辰

본 논문을 김상진의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장 전 효 중 (인)

위 원 최 재 성 (인)

위 원 김 중 호 (인)

위 원 손 선 태 (인)

위 원 김 정 렬 (인)



2018 년 6 월 18 일

한국해양대학교 대학원

목 차

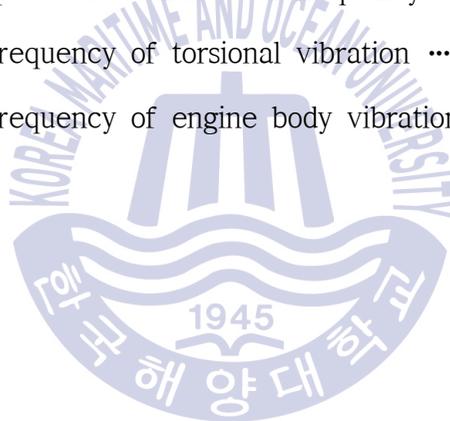
List of tables	iii
List of figures	v
Abstract	ix
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	5
1.3 연구의 내용과 구성	8
제 2 장 진동 해석용 모델 구축	10
2.1 메인 구조물	11
2.1.1 대판 (bed plate)	12
2.1.2 가대 (frame box)	24
2.1.3 실린더 프레임 (cylinder frame)	27
2.2 구동부	31
2.2.1 크랭크축	32
2.2.2 연접봉 / 크로스 헤드 / 피스톤 봉	35
2.3 연소 관련 부품	35
2.3.1 배기관	35
2.3.2 소기관	38
2.3.3 공기 냉각기	39
2.3.4 과급기	41
2.3.5 실린더 라이너 / 실린더 커버 / 배기밸브 하우스	42
2.4 기타 부품	43

2.4.1 갤러리 (gallery)	43
2.4.2 HCU (Hydraulic Control Unit)	44
2.4.3 HPS (Hydraulic Power Supply)	44
2.4.4 기타	46
2.5 어셈블리 모델링 (assembly modeling)	47
제 3 장 하중 분석	50
3.1 기구학 분석	50
3.2 동역학 분석	52
3.3 연소실 압력	56
3.4 하중분석 결과 검증	56
3.5 2차 모멘트 보상기	58
제 4 장 해석과 측정에 의한 연성진동 검증	62
4.1 모드 해석	62
4.2 해석 방법 및 결과	67
4.2.1 가이드 포스 단순화와 1점 가진	67
4.2.2 모달 과도해석(modal transient analysis)	72
4.2.3 엔진 본체진동 측정 결과	72
4.2.4 엔진 본체 모달해석 결과	74
4.3 크랭크축 비틀림진동 및 본체진동 연성 검증	79
4.3.1 크랭크축 비틀림진동 해석	79
4.3.2 측정을 통한 비틀림진동 및 본체진동 연성 검토	84
4.3.3 크랭크축 비틀림진동과 엔진 본체진동의 연성진동 해석 및 검증	90
제 5 장 결 론	96
참고문헌	99

List of tables

Table 2.1	Compared result of fore MBS shell model with 3D model	15
Table 2.2	Compared result of middle MBS shell model with 3D model	17
Table 2.3	Compared result of aft #1 MBS shell model with 3D model	19
Table 2.4	Compared result of aft #2 MBS shell model with 3D model	21
Table 2.5	Mode frequency of frame box	26
Table 2.6	Compared result of cylinder frame shell model with 3D model	30
Table 2.7	Analysis result of crankshaft (AVL EXCITE vs modified 1D model)	33
Table 2.8	Stiffness analysis result of compensator	38
Table 2.9	Mass of water and system oil of 6G60ME-C engine	46
Table 3.1	Unbalance weight of 2nd order moment compensator	60
Table 4.1	Mode analysis result	62
Table 4.2	Engine specification for 1(one) point excitation	69
Table 4.3	Excitation force of 1(one) point and moving excitation	70
Table 4.4	Vibration analysis result of 1(one) point excitation and moving excitation	71
Table 4.5	Engine specification & measurement overview	73

Table 4.6	Comparison result of vibration at cylinder frame fore (simulation vs measurement)	76
Table 4.7	Comparison result of vibration at cylinder frame aft (simulation vs measurement)	76
Table 4.8	Peak frequency at cylinder frame fore and expected cause	77
Table 4.9	Peak frequency at cylinder frame aft and expected cause	77
Table 4.10	Specification and shafting system of 6G60ME-C engine	80
Table 4.11	Critical speed of each natural frequency	82
Table 4.12	Natural frequency of torsional vibration	89
Table 4.13	Natural frequency of engine body vibration	89



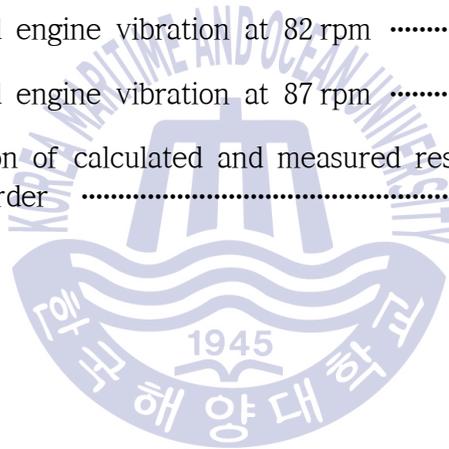
List of figures

Fig. 2.1	MDT 6G60ME-C engine outline	11
Fig. 2.2	3D CAD model of bed plate	12
Fig. 2.3	3D CAD model and shell model of MBS	14
Fig. 2.4	Mode shape of fore MBS	15
Fig. 2.5	Mode shape of middle MBS	17
Fig. 2.6	Mode shape of aft #1 MBS	19
Fig. 2.7	Mode shape of aft #2 MBS	22
Fig. 2.8	Mode shape of bed plate assembly	23
Fig. 2.9	3D CAD model of frame box	24
Fig. 2.10	Shell model of frame box	25
Fig. 2.11	Mode shape of frame box	26
Fig. 2.12	3D CAD model and shell model of cylinder frame	29
Fig. 2.13	3D CAD model and thickness displayed shell model of cylinder frame	29
Fig. 2.14	Mode shape of cylinder frame	31
Fig. 2.15	3D CAD model of crankshaft	33
Fig. 2.16	AVL 1D model of crankshaft	33
Fig. 2.17	Mode shape of crankshaft (AVL EXCITE vs modified 1D model)	34
Fig. 2.18	3D CAD model and shell model of exhaust gas receiver	36
Fig. 2.19	Static stiffness analysis of turbocharger inlet compensator	37
Fig. 2.20	3D CAD model and shell model of scavenge air receiver	39

Fig. 2.21	3D CAD model and shell model of air cooler	40
Fig. 2.22	3D CAD model and shell model of turbocharger	41
Fig. 2.23	3D CAD model and shell model of cylinder cover / liner / exhaust valve housing & stud	42
Fig. 2.24	3D CAD model of gallery	43
Fig. 2.25	Shell model of gallery	44
Fig. 2.26	3D CAD model and shell model of HCU	45
Fig. 2.27	3D CAD model and shell model of HPS	45
Fig. 2.28	Full assembly model of engine	47
Fig. 2.29	Node coupling method between bed plate and frame box	48
Fig. 3.1	Kinematic model of driving component	50
Fig. 3.2	Free body diagram of crosshead for reaction force calculation	53
Fig. 3.3	Free body diagram of connecting rod and main bearing for reaction force calculation	55
Fig. 3.4	$P-\theta$ diagram at full load	56
Fig. 3.5	Dynamic analysis using ADAMS	57
Fig. 3.6	Lateral force at guide shoe	57
Fig. 3.7	Main bearing load at MBS	58
Fig. 3.8	Natural frequency of ship and role of 2nd order moment compensator	59
Fig. 3.9	Installation information of 2nd order moment compensator for G60ME-C engine	59
Fig. 4.1	H-mode of engine	64

Fig. 4.2	L-mode of engine	64
Fig. 4.3	X-mode of engine	65
Fig. 4.4	Local mode of gallery	65
Fig. 4.5	1st mode of oil pan	66
Fig. 4.6	1st mode (lateral) of exhaust gas receiver	66
Fig. 4.7	1(one) point excitation method	67
Fig. 4.8	1(one) point excitation and moving excitation model	69
Fig. 4.9	Excitation force of 1(one) point and moving excitation	70
Fig. 4.10	Vibration analysis result of 1(one) point and moving excitation	71
Fig. 4.11	Measurement point of vibration	73
Fig. 4.12	Measurement data of transverse velocity at cylinder frame	74
Fig. 4.13	Comparison of transverse velocity at cylinder frame fore	75
Fig. 4.14	Comparison of transverse velocity at cylinder frame aft	75
Fig. 4.15	FFT result of measurement and simulation at cylinder frame fore	78
Fig. 4.16	FFT result of measurement and simulation at cylinder frame aft	78
Fig. 4.17	Layout of torsional vibration calculation at shop test(6G60ME-C)	81
Fig. 4.18	Mode shape of torsional vibration	82
Fig. 4.19	Angular acceleration at crankshaft	83
Fig. 4.20	Measurement result at cylinder frame fore	85
Fig. 4.21	Measurement result at cylinder frame aft	85

Fig. 4.22	Measured torsional angular acceleration at crankshaft free-end	86
Fig. 4.23	Measurement data of torsional vibration	87
Fig. 4.24	Measurement data of engine body vibration	88
Fig. 4.25	Guide force of gas and mass	91
Fig. 4.26	Guide force of crankshaft torsional vibration	91
Fig. 4.27	Synthesized guide force of gas / mass and crankshaft torsional vibration	92
Fig. 4.28	Calculated engine vibration at 77 rpm	94
Fig. 4.29	Calculated engine vibration at 82 rpm	94
Fig. 4.30	Calculated engine vibration at 87 rpm	95
Fig. 4.31	Comparison of calculated and measured results for 9th order	95



A Study on the Coupled Vibration of Main Engine Body by Torsional Vibration of Crankshaft in Marine Diesel Engine

Kim, Sang Jin

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University



Abstract

In order to prevent the adverse effects on the ship and to protect the related equipment by the vibration, the vibration of main engine(s) which is the large 2-stroke diesel engine is checked at the design, shop test and/or sea trial. The concerned vibration consists of the transverse one of main engine itself and the torsional/axial one of the shafting system normally. The main engine vibration is mainly caused by the gas force of the fuel combustion in the cylinder inside and the inertia force by the reciprocating and rotating parts like the piston/piston rod, crosshead, connecting rod, crankshaft, etc. Especially, the transverse vibration of main engine body is generated by the guide force of crosshead during an up-and-down motion of crosshead and

this guide force shakes the engine body in the transverse direction. The H, X and x-mode vibrations of engine body are known to be related with the guide force which is generated and transferred by the torque of the crankshaft generally.

The many measurement results of transverse vibration show that the vibration level and its frequency is related with the rotation velocity of crankshaft and the natural frequency of the engine structure body. The resonance of engine vibration has strong and direct connection with the natural frequency of engine body. However, some resonance is made at the rotating frequency which is not related with the natural frequency of engine body unexpectedly. When this resonance and its frequency is investigated in detail, the unexpected frequency is considered to be related with the natural frequency of torsional vibration of the shafting system and its resonance. As a result, the torsional vibration of the shafting system has a strong or weak influence on the transverse vibration of the engine body according to the level of torsional vibration.

Based on the measurement of the torsional and transverse vibration, its effect and relation between the torsional vibration of shafting system and the transverse vibration of the main engine is reviewed. And it turns out that this coupled vibration of engine with the torsional vibration is connected with the guide force by the vibratory torque of crankshaft. The vibratory torque is transferred to the crosshead between the upper end of connecting rod and the lower end of piston rod through the connecting rod from the rotating crankshaft. The vibratory guide force of the crosshead is made by the vibratory torque in addition to the major nominal torque. This vibratory guide force shakes the engine body with the vibratory torque frequency of the crankshaft.

The research object of this study is to review the phenomenon of the

coupled vibration between the transverse vibration of the engine body and the torsional vibration of crankshaft and to find out the relation and its effect of the torsional vibration on the transverse vibration by the 3D FEM analysis of main engine body and crankshaft.

In order to increase the accuracy of 3D FEM vibration analysis for the 2 stroke diesel engine which is consistent of the many complicated components, the condensed modeling method instead of the simplified equipment modeling for various major components is proposed, which can give the detailed and high quality of vibration analysis for whole engine. The high quality and consistency of the each models and its assembly model is checked by the comparison of vibration characteristics like mass, stiffness and natural frequency between 3D CAD model and the shell based contended model using the mode analysis. The gas force of the fuel combustion and the inertia force of the moving components is calculated by the kinematic formula, dynamic analysis and cylinder pressure for the input data of the forced vibration analysis.

Also, the 1(one) point excitation method is introduced newly to solve the non-linear characteristics of the up-and-down motion of crosshead for modal transient analysis and its validity is confirmed.

When the forced vibration analysis of engine is done using the above gas and inertia force as the excitation force of the engine body and compared with the vibration measurement result, some resonances of measurement are not displayed on the analysis result. This phenomenon is supposed that the engine body vibration is to be coupled with the torsional vibration of crankshaft. In order to solve this problem, the torsional vibration analysis of the crankshaft is performed and the coupled excitation force is calculated by adding the vibratory torque to

this excitation force of the engine body. The forced vibration analysis is recalculated using this modified excitation force. Then, the coupled effect of the transverse vibration of engine body with the torsional vibration of the crankshaft is verified since the omitted resonances of analysis are reflected in the reevaluation result.



KEY WORDS: Coupled vibration 연성진동; Main engine body vibration 엔진 본체진동; 1(one) point excitation 1점 가진; Simplified model 단순화 모델; Torsional vibration of crankshaft 크랭크축 비틀림진동;

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

대형 선박의 주 추진기관으로 적용되는 디젤엔진은 선박에서 추진추력을 발생시키는 동력원임과 동시에 진동을 발생시키는 주요 기진원이다. 특히, 대형 선박용 주기관으로 가장 많이 적용되는 저속 2행정 디젤엔진은 피스톤(piston), 연접봉(connecting rod), 크랭크축(crankshaft), 플라이휠(flywheel) 등의 왕복 및 회전 운동으로 인해 축계 및 선체에 진동을 유발하게 되고 이는 축계 및 선체는 물론 엔진 부품 등의 내구성을 저하시켜 부품의 손상, 누설, 오작동이나 파손 등과 같은 여러 가지 문제들을 일으키게 된다. 선박의 추진축계(propulsion shafting system) 진동문제는 구동 부품 손상이나 축계 절손 등과 같이 선박운전에 치명적인 영향을 미치게 되므로 그 문제의 심각성으로 인해 지금까지 많은 연구가 이루어져 왔으며, 현재는 선박 축계 초기 설계 단계에서 계산 및 해석을 통해 상당히 높은 수준의 정확도를 가지는 예측 및 설계가 가능하다. 또한, 국제선급연합회(IACS, International Association of Classification Societies) 및 모든 선급에서 추진축계 설계 및 검증 방안에 대해 상세하고 엄격한 기준을 제시하고 있다. 이로 인해 최근 추진축계 진동과 관련된 문제들은 많은 부분이 해결되었으며, 관련 사고사례 또한 큰 폭으로 감소되었다. 하지만, 주기관의 기진력(excitation)에 의해 발생하는 선체 및 엔진 진동은 선체는 물론 엔진구조물이나 부품의 성능 및 내구성을 저하시키는 주요 원인임에도 불구하고 문제 발생시 선박의 운항상의 위험성이나 심각성이 축계진동 대비 상대적으로 낮아 이에 대한 연구나 개선노력이 상대적으로 부족하고 소홀히 다루어진 것이 현실이었다.^{[1][2][3]}

2000년대 초반에 들어서면서 선내 작업자들에 대한 작업 환경 및 안전 개선에 요구가 증가하면서 선내 작업지역 및 거주구역 진동에 대한 관련 기준이 강화되고 최근 이중연료를 사용하는 가스엔진이 상용화되면서 선체 진동 감소 및 가스 엔진의 안전성 확보를 위해 선박의 주요 기진원인 엔진의 진동저감에 대

한 관심이 높아지고 있다. 또한, 선체 구조 최적설계로 인해 엔진 설치부의 강성은 과거 대비 감소하는 추세이며, 이로 인해 엔진 기진력이 선체 진동에 미치는 영향은 증가하고 있다. 이를 극복하기 위한 방안으로 엔진의 기진력 및 진동감소를 위해 여러 가지 진동제어 방안 및 장치들이 강구되어 적용되고 있다. 대표적인 엔진 기진력 및 진동 감쇠 장치로 기진력 보상기(moment compensator)나 톱 브래싱(top bracing) 등이 있으며, 이러한 장치들은 선체나 엔진본체에 설치되어 엔진에서 발생하는 기진력을 감소시키거나 엔진과 선체구조물 사이의 진동 시스템이 갖는 고유진동수를 제어함으로써 엔진의 진동을 감소시키는 역할을 한다. 이러한 장치를 통해 비교적 효율적으로 선체 및 엔진 진동제어가 가능하나, 많은 비용 및 별도의 설치공간이 요구되고 선박의 운전과 관계없는 추가적인 기계장치 설치로 조선소 및 선주 입장에서는 별도의 설치 및 유지 보수비용을 지불해야 하는 단점이 있다. 따라서 이러한 부가장치 설치를 결정하기 위해서는 선체 설계단계에서부터 선체 및 엔진진동에 대한 면밀한 기술검토가 필요하다.^[4]

선체 및 엔진 진동 검토를 위해 2000년 중반 이후 여러 엔진제작사와 조선소에서 유한요소해석법(FEM, Finite Element Method)을 활용한 선체진동 평가 방안에 대한 연구가 활발히 진행되었으며, 이를 통해 선체진동 모델링 및 평가에 대한 비교적 상세한 기준을 제공하고 있고, 최근 대부분의 선체 설계 시 설계 단계에서 엔진 모델 및 기진력을 고려한 선체진동 평가를 수행하고 있다. 하지만, 엔진 설계사나 선급 등에서 제시하는 선체진동 평가는 선체 구조물 즉, 선체진동을 주 대상으로 하고 있어 엔진자체에 대한 진동해석 및 평가에는 한계가 있다. 이러한 엔진모델은 엔진의 구조물의 정적 강성을 고려한 등가모델(equivalent model)을 도출하고 이를 활용하여 개략적인 엔진 구조물의 형상을 모델링하여 유한요소모델의 등가 두께를 조정해 강성을 일치시키고 모델의 밀도 조정을 통해 질량효과를 고려하는 형태로 모델링을 수행하고 있다. 이러한 해석모델은 선체 구조물의 거시적 진동(global vibration)이나 엔진의 강체모드 진동 예측에는 문제가 없으나, 엔진 본체 및 엔진에 조립된 구조물의 국부 진동 예측에서는 큰 오차를 가질 수 밖에 없다.^{[4]-[12]}

이러한 문제점을 해결하기 위해 MAN Diesel & Turbo와 같은 엔진 설계사에서는 선체진동 평가 시 활용 가능한 엔진 유한요소해석 모델을 제공하고 있다. 엔진 제작사에서 제공하는 유한요소해석 모델은 엔진구조물의 형상을 고려한 6 자유도를 갖은 3차원 셸(shell) 모델로 엔진의 형상을 비교적 정확히 고려하고 엔진구조물 단품에 대한 정적해석을 통해 구조물의 정적강성을 고려하여 해석 요소의 등가두께를 결정하고 모델에 반영함으로써 기존의 3차원 치수(dimension)만을 고려한 단순한 등가모델에 비하여 높은 모델 정합성(整合性)을 가진다. 이를 통해 과거에 비하여 높은 엔진 강제모드 예측의 정확도를 확보할 수 있으며, 엔진구조물 형상의 특이성에 의해 발생하는 국부적인 진동예측도 제한적으로 가능하다.

그러나 이러한 해석모델 또한 선체 진동해석을 위한 모델로 선체 구조물 및 선체와 엔진 사이의 진동계에서 발생하는 고유진동수 예측을 목적으로 하고 있어 엔진 내부의 구동 부품 및 엔진 조립부의 결합력(tightening force)의 영향 등이 고려되지 않아 엔진 자체 진동(main body vibration)이나 국부 진동해석(local vibration analysis) 및 엔진에서 발생하는 기진력에 대한 엔진구조물의 진동 응답 즉, 진동레벨 예측용으로 활용하기에는 모델 정합성 측면에서 많은 오차를 포함하고 있어 활용에 한계가 있다.

지금까지 대부분의 엔진 본체진동 해석은 엔진운전 시 발생하는 실린더 폭발 압력에 의한 각 구동 부품의 운동에 기인하는 관성모멘트를 고려하여 해석을 수행하였다. 과거에는 선박의 엔진 지지부(engine foundation) 강성이 높아 엔진과 선체 사이의 진동계(vibration system)가 가지는 공진회전수(resonance revolution)가 엔진의 운전영역밖에 있거나, 공진이 발생하더라도 엔진 기진력에 의한 엔진본체 진동의 영향이 크지 않아 엔진 운동부의 관성모멘트만을 고려하더라도 큰 문제는 없었다. 하지만, 최근 선체 최적화 설계로 인해 엔진 지지부(engine foundation)의 강성은 과거 대비 낮아지고 동일 구경(bore)에 대한 엔진 행정(stroke)은 길어짐에 따라 엔진 중량 및 토크(torque)가 증가하면서 엔진지지부와 엔진 본체 사이의 공진회전수가 낮아져 엔진 운전영역 내에서 공진이 발생하는 사례가 증가하고 있다. 또한, 엔진의 토크 및 기진력에 의한 엔진

진동의 민감도가 증가하면서 축계 비틀림진동 기진력과 연성되어 엔진본체가 높은 진동을 일으키는 경우도 있다. 따라서 선박 설계단계에서 진동 해석 및 진동 제어 부품(vibration control item)을 설계 시에 이에 대한 고려 및 검토가 필요하다.

지금까지 유한요소해석법을 활용하여 엔진본체 진동을 예측하고 설계단계에서 활용 가능한 진동예측 데이터를 얻기 위한 다양한 노력들에도 불구하고 해석 소프트웨어 및 하드웨어의 제약으로 해석에 요구되는 시간 대비, 양질의 결과를 확보하는데 많은 어려움이 있었다. 하지만, 최근 해석 소프트웨어 및 하드웨어의 발달로 짧은 시간에 대용량의 유한요소모델 해석이 가능하게 됨에 따라 엔진 전체를 상세 모델링하여 과도해석(transient analysis)이나 조화해석(harmonic analysis) 등의 강제 진동해석을 통해 엔진진동을 비교적 정확하게 예측 가능함에 따라 모델의 정합성 및 정확한 기진력 데이터만 확보할 수 있다면 상세한 엔진 진동예측이 가능하다.

유한요소해석법을 활용하여 엔진 진동예측을 위해서는 3차원 모델을 요소화하는 과정이 필요하고 각 부품을 적절한 유한요소 해석모델로 구현할 수 있어야 해석의 정확성을 확보할 수 있다. 저속 2행정 디젤엔진의 경우 엔진 외부 구조물뿐만 아니라 내부에 여러 가지 구동 부품이 조립된 복잡한 형태를 가지고 있어 해석 모델 생성에 많은 노력이 요구되고 양질의 해석결과를 확보하기 위해서는 각 부품의 해석요소 선정 및 검증을 통한 정합성 확보가 중요하며 주요 부품에 대한 상세한 해석 모델 생성 및 적용 기준이 필요하다. 또한, 선체 설계단계에서 최적화된 선체 및 엔진의 방진 대책 수립을 위해서는 선박운전 중 발생하는 다양한 기진력에 대한 선체 및 엔진의 진동 특성 검토가 요구된다.

1.2 연구의 목적

1.1절에서 전술한 바와 같이 최근에 개발되는 선박용 저속 디젤엔진은 배기 규제(emission control) 및 연비 최적화를 위해 엔진의 회전수는 낮추고 행정(Stroke)을 극대화한 초장행정(ultra-long stroke) 엔진 적용이 대세를 이루고 있다. 일부 선주들은 선박의 운항조건(빈번이 사용되는 엔진 부하)을 고려하여 엔진의 출력을 낮추어(de-rating) 특정부하(part-load)의 연비(fuel consumption)를 개선함으로써 운항경비를 절감하고자 노력하고 있는 추세이다.

이러한 초장행정 적용에 따른 엔진 회전수 감소 및 정격조정(de-rating)은 엔진구동 부품의 회전력 감소에 따른 불평형력을 줄여줌으로써 엔진진동측면에서 긍정적인 영향도 있으나, 동일 회전수에서의 토크 증가 및 선박의 효율 향상을 위한 프로펠러 직경의 증가로 축계 비틀림진동과 선체 및 엔진 진동에는 부정적인 영향을 미친다.

또한, 초장행정엔진의 적용은 동일한 형태의 엔진구조를 고려할 때 상대적으로 엔진본체의 수직/수평 방향의 강도가 저하하게 되고 선체구조의 최적화 특히, 엔진지지부 이중저(double bottom)의 유연성(flexibility) 증가는 선체와 엔진이 갖는 진동계(vibration system)의 고유진동수를 엔진의 운전영역 내로 이동하게 하여 예상치 못한 선체 및 엔진 진동을 발생시키기도 한다.

엔진 본체진동의 경우 실린더 수에 따라 주모드에 차이가 있으며, 그 진동 모드로는 엔진 전체가 횡방향으로 같은 위상으로 진동하는 H형 진동, 길이 방향으로 하나의 절을 갖는 X형 진동과 두 개의 절을 갖는 x형 진동, 길이방향으로 같은 위상을 가지는 L형 진동 등이 있다. 실제 측정결과에 근거할 때 6~9 실린더 엔진의 경우 H, X 형 진동이 주로 나타나며, 12기통 엔진의 경우 간혹 x형 진동이 나타나는 경우가 있으며, 통상 설계단계에서는 실린더 수와 관계없이 H, X형 진동만을 고려한다.

지금까지 많은 연구를 통해 엔진의 기계적 메커니즘(mechanism)에 의해 발생하는 기진력은 높은 계산 정확도를 가지고 예측이 가능하다. 그러나 정확한 엔

진 기진력 계산이 가능함에도 불구하고 엔진 본체진동 예측은 엔진 구조가 매우 복잡하고 엔진을 지지하고 있는 지지부에 대한 진동예측 모델 도출의 어려움 등으로 의미 있는 진동예측이 난이한 것이 현실이며, 대개의 경우 현장에서는 시운전 시 진동측정을 통해 검증하거나 개선방안을 수립하여 보완하고 있는 실정이다.

엔진 본체진동을 예측하기 위해 선박에 설치되는 엔진의 경우 선체 이중저에 대한 단순 진동계 모델링이 필요하나, 선체 구조가 복잡하고 선박부하조건 (loading condition)에 따른 유체에 의한 영향 등이 고려되어야 함으로 단순 진동 예측 모델 도출이 어렵다. 또한, 발전용(육상설치) 및 공장시운전 엔진에 대한 진동예측을 위해서는 지지부 및 시운전대(test bed) 등에 대한 강성 및 감쇠 모델의 도출이 필요하나, 이러한 값들은 이론적 계산을 통해 유추하기는 어려우며, 대부분 측정결과로부터 추정된 값을 활용하고 있다. 실제 발전용 엔진을 제외하고 저속엔진에 대해 강제진동해석을 수행하는 경우는 극히 드문 경우이다.

지금까지 선박용 주기 엔진의 본체진동 예측은 엔진설계사나 선급에서 제시하는 선체진동 해석 모델에 엔진의 주요 구조부분의 등가두께를 산출하여 등가 모델을 생성하고 이를 선체 모델에 반영하여 단순한 자유진동해석을 통해 공진 회피 관점에서 진동을 제어하고자 하는 것이 일반적인 방법이었다.

그러나 이러한 방법은 과거 엔진 사용 회전수가 높고 선체가 충분한 강도를 가지는 선체 구조 하에서는 충분한 해석정확도를 가지고 있어 큰 문제가 없었으나, 최근 선체 강성은 낮아지고 엔진의 출력은 상대적으로 높아짐에 따라 엔진 기진력에 의한 선체 진동 영향도가 높아지는 상황에서 과거의 단순한 자유진동 예측 모델만으로는 선체 및 엔진 진동을 예측하는 데에는 한계가 있으며, 적절한 진동 제어방안 수립을 위해서는 높은 해석 정확도를 갖는 해석 데이터 확보가 필요하다. 실제로 최근 초장행정 엔진에서 낮은 차수의 기진력에 의한 선체 및 엔진진동 문제가 간혹 발생하고 있으며, 이러한 문제들은 선박 및 엔진의 개발 추세를 고려할 때 향후 지속적으로 증가할 것으로 예상된다.

또한, 선체와 엔진으로 구성되는 진동계가 갖는 낮은 고유진동수는 축계진동

에 의한 선체 및 엔진 진동의 영향을 증가시켜 때로는 예상치 못하는 높은 진동을 유발시키는 경우도 있으며, 이에 대한 검토 방안 수립 및 해석 기준수립이 요구된다.

따라서 본 연구에서는 선박에서 튼 브레이싱에 의해 엔진 본체진동의 크기가 작아지는 문제를 방지하기 위해 추진축계 대신 튼 브레이싱이 설치되지 않는 엔진 시운전대에서 엔진과 동력계가 결합된 모델을 사용하였다. 엔진 본체진동 해석의 정확성 확보를 위한 주요 엔진부품에 대해 모델링 방안을 제시하고 진동해석을 통해 모델링 방안에 대한 타당성을 검증하고자 한다. 이러한 절차를 통해 생성된 엔진본체 진동 해석모델에 대해 엔진 운전 중 발생하는 가스폭발력, 관성력 및 비틀림진동에 의한 기진력을 이용하여 엔진본체 강제진동을 해석하고 측정결과와 비교/검증하여 모델링의 정합성과 해석의 신뢰성을 확보한다. 다음, 비틀림진동에 의한 엔진본체 진동의 연관성을 확인하고자 한다.



1.3 연구의 내용과 구성

그동안 공장 시운전대나 선박에서 축계의 비틀림진동 및 엔진본체 진동을 측정하면서 크랭크축의 비틀림진동 공진구간에서 엔진본체 진동의 공진점이 아닌 구간임에도 엔진 진동이 가파르게 증가하는 현상을 발견하였다.

본 연구에서는 이러한 현상이 축계의 비틀림진동에 의해 엔진 본체진동이 연성되어 나타나는 현상으로 가정하고 복잡한 구조물인 선박용 저속 2행정 디젤 엔진에 대한 엔진본체 진동의 해석 정확도를 높이기 위해 기존 단순화된 등가 모델 대신 엔진본체 진동에 영향을 주는 엔진부품에 대한 모델링 방안을 제시하고 각 부품에 대해 모드 해석(mode analysis) 결과, 중량 및 강성을 비교하여 각 부품에 대한 모델링 정합성 및 정확도를 확인하였다. 이렇게 모델링된 엔진 전체 주요 부품을 결합(assembly)하여 엔진 전체 3차원 모델(full 3D assembly model)과 단순화 모델(simplified model)의 해석 결과인 고유진동수, 모드 형상(mode shape)을 상호 비교함으로써 해석요소의 정합성 및 모델링 방안에 대한 타당성을 입증하였다.

선박에서 톱 브레이싱에 의한 엔진 본체진동의 감소 영향을 최소화하기 위해 추진축계 대신 공장 시운전 조건인 엔진에 동력계가 결합된 모델을 사용하였으며 엔진 운전 중 발생하는 연소에 의한 가스폭발력, 구동부품에 의한 관성력 등 엔진 진동 기진력을 기구학적 관계식, 동역학 분석, 연소실 압력을 이용하여 계산하였다.

모드해석(mode analysis)을 통해 고유진동수 및 H/L/X 모드를 각각 확인한 다음, 모드 중첩법을 이용한 과도해석(modal transient analysis) 시, 크로스 헤드(crosshead)의 상하 운동에 따른 비선형 특성을 고려하기 위해 일점 가진(1 point excitation) 방안을 제안하고 그 타당성을 검증하였다. 엔진 본체 강제진동 해석을 수행하여 진동 측정치와 비교한 결과, 측정결과에서 나타나는 공진점이 해석결과에서는 나타나지 않는 현상이 발생하였는데 이는 엔진 본체진동이 크랭크축 비틀림진동에 의해 연성된 것으로 보고 크랭크축의 비틀림진동에 의한 기진력을 구하기 위해 비틀림진동 해석 수행하였으며 비틀림진동 해석결과를

이용하여 비틀림진동에 연성된 가이드 포스(guide force)를 구해 엔진 본체에 대한 강제진동 해석을 재 수행하였다. 해석 결과, 비틀림진동 및 엔진본체 진동의 공진점이 일치하는 것을 확인하여 비틀림진동에 의해 엔진본체 진동의 연성 부분을 검증하였다.

본 논문은 전체 5장으로 구성되어 있으며, 각 장을 요약하면 다음과 같다.

제 1 장은 유한요소해석법을 활용한 엔진본체 진동해석의 정확도 향상 필요성과 함께 연구의 배경, 목적 및 논문의 구성에 대하여 소개하였다.

제 2 장은 엔진본체 진동에 영향을 주는 주요부품과 엔진 본체 전체에 대해 단순화 모델을 구축하고 모드 해석을 통해 3D CAD 모델과 비교 검증하여 진동 해석 전용 유한요소 모델을 구축하였다.

제 3 장은 기구학적 관계식을 이용한 하중분석 방법을 이용하여 구동부 하중을 계산하였으며, 다물체 동역학 전용 해석 프로그램을 이용하여 하중분석 결과를 확인하였다

제 4 장에서는 구동부의 비선형 특성을 고려하기 위해 일점 가진에 의한 엔진 본체에 대해 강제진동 해석 후 해석값과 측정값을 비교한 결과, 일부 공진점이 해석 결과에서 나타나지 않는 현상이 발견되었다. 본 장에서는 이를 규명하기 위해 비틀림진동 해석결과를 이용하여 비틀림진동에 연성된 가이드 포스를 구해 엔진 본체에 대한 강제진동 해석을 재 수행 후, 비교 분석함으로써 비틀림진동에 의해 엔진본체의 연성 진동을 확인하였다.

제 5 장은 본 논문의 결론으로 연구 결과를 정리하였다.

제 2 장 진동 해석용 모델 구축

엔진 진동에 대한 정확한 예측을 위해서는 진동 해석을 위한 전용 모델 구축이 필요하다. 그리고 산업 현장에서는 엔진설계사나 선급에서 제공하는 등가 해석 모델을 이용하고 있으나, 이 경우 주요 부품 별로 등가두께 적용으로 인하여 주요 부품의 재원 변경에 따른 진동 특성 변화에 대해 검토가 불가능하였다. 또한 제공된 모델의 경우 선체진동 해석을 위한 부가적인 모델로 엔진 진동에 대한 평가에는 한계가 있다.

일반적으로 진동 해석용 전용 모델이 없는 경우 구조해석용 모델을 사용하고 있으나, 저속 엔진용 구조해석 모델은 많은 절점(node) 개수로 인하여 진동 해석을 위한 모델로 사용하기에는 제약을 받는다. 참고로 본 연구의 대상 엔진인 MDT 6G60ME-C의 경우 주변 부품을 제외한 메인 구조물의 구조해석 모델은 절점 개수가 약 50~100 만개 내외로 구조해석용으로는 사용이 가능하나 진동 해석을 수행하기에는 과도한 해석 시간 및 자원이 소요되어 진동 해석용으로는 적합하지 않다.

이에 따라 본 연구를 진행하기 위해서는 절점 개수를 줄인 모델 구축이 필요하다. 적정 수준의 절점 개수를 갖는 해석 모델의 개발을 위해 유한요소 형식(finite element type)은 3D 요소(3D element) 대신에 판재 요소(2D shell element)를 이용하여 모델링하고, 심은 볼트(Stud)는 보 요소(1D beam element)를 이용하여 모델링 하였다. 진동 거동에 영향이 크지 않을 것으로 판단되는 부품의 경우 중량만을 고려하는 무차원 요소(0D element)인 집중질량으로 변환하여 모델을 구축하고자 한다. 위와 같은 방법으로 엔진 전체에 대해 절점 개수 10만개 이하이면서 가급적 동일한 질량, 강성 및 감쇠 특성을 갖는 축약된 진동해석 전용 유한요소 모델을 구축하고자 한다.

2.1 메인 구조물

메인 구조물은 대판(bed plate), 가대(frame box) 및 실린더 프레임(cylinder frame)으로 구성되어 있다. 특히 엔진의 뼈대를 이루는 구조물로 진동 특성에 영향이 가장 크므로 모델링 시 중요한 부분이다. 메인구조물의 주요 구성 부품은 대체로 강판 구조물로 제작되며, 메인 베어링 지지대(main bearing support, 이하 MBS라 칭함) 및 실린더 프레임과 같이 부품은 주물로 제작되어 있다. 본 연구에서는 해석 시간 단축을 위하여 강판 구조물뿐만 아니라 주물 제작 부품에 대해서도 판재 요소를 사용하여 모델링을 진행하였다. Fig. 2.1은 MDT 6G60ME-C 엔진의 전체에 대해 개략적인 치수가 나타나 있다.

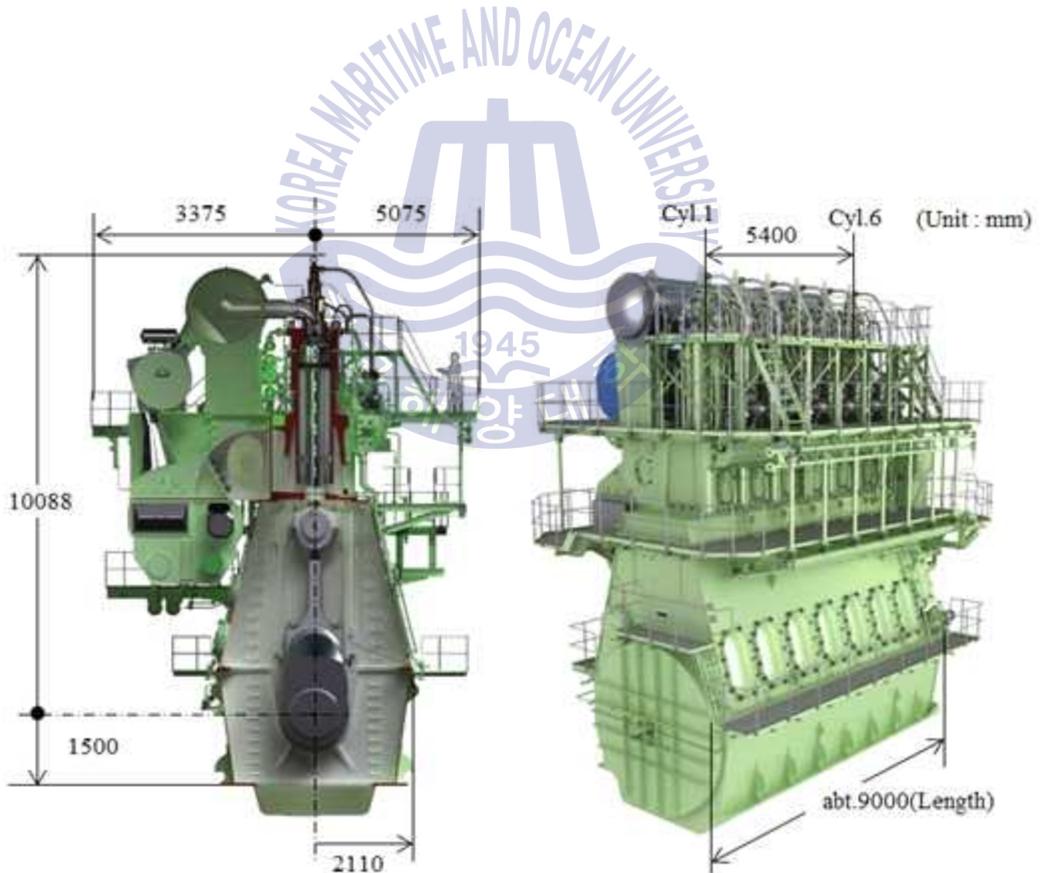


Fig. 2.1 MDT 6G60ME-C engine outline

2.1.1 대판 (bed plate)

대판은 엔진을 지탱하는 메인 구조물 중 제일 하부에 있는 부품으로 연소하중을 가장 크게 받는다. 주요 부품으로 MBS와 측면판(side plate), 기름받이(oil pan) 등이 있으며, 여기서 MBS는 주물품과 강판의 용접 구조물로 구성되어 있다. 아래의 Fig. 2.2는 대판의 3차원 모델을 나타낸다.

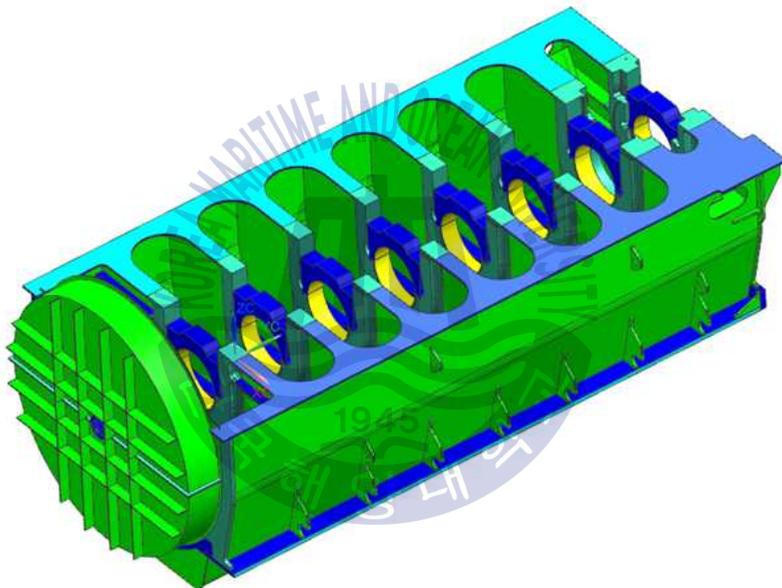


Fig. 2.2 3D CAD model of bed plate

대판의 구성 부품 중 모델링이 가장 까다로운 부품은 주물과 강판의 용접으로 제작된 MBS이며, 앞 / 중간 / 뒤쪽 MBS의 형상이 서로 상이하다. 일반적으로 구조해석 수행 시 주물부분은 4면체(tetra) 요소를 사용하며, 강판 부분의 경우 육면체 요소(hexa element)를 사용하게 된다. 엔진 설계사에서 제공하는 진동

해석용 모델인 PEMVA(Parametric Element Model for Vibration Analysis)의 경우 MBS에 대해서는 등가 모델을 적용한 판재요소로 모델링하고 있으나, MBS 전체를 동일 두께로 가정하는 방식을 적용함에 따라 중량 및 강성 표현에 제약이 있다. 또한 제품의 설계 변형에 따른 대응에 어려움이 따른다. [13]

본 연구에서는 해석 시간 단축을 위하여 2차원(2D) 등가 모델링 방법을 적용하였으며, 등가 모델링 적용에 따른 문제점을 최소화하고 해석 정확도를 높이기 위하여 아래와 같은 기준에 따라 모델링을 진행하였다.

- MBS는 판재 형상으로 가정한다.
- 두께 변화가 크고 형상이 복잡한 부위는 단순화하며, 단순화 부위의 두께 평균값 및 높이 값을 적용한다.
- 연결 부위는 절점 공유를 통하여 모델링한다.

MBS에서 판재로 구성된 부분은 일반적인 판재요소 모델링 및 두께를 적용하였으며, 주물품인 경우 두께가 일정한 부분과 변화가 일어나는 곡률부로 나누어서 모델링을 하였다. 또한 작은 곡률 및 구멍 부위는 삭제하였다. 구동부와 연결되는 부위는 강체 연결(rigid link) 요소로 연결하였으며, 하중 분석시 대부분의 하중이 아래로 작용하므로 베어링 하부만 연결하였다.

아래의 Fig. 2.3은 MBS의 3D 형상 모델과 2D 판재 유한요소 모델(두께 표현 모델)을 나타낸 것이다. 유한요소 모델링 및 해석은 “Altair Hyperworks” 프로그램 2017 버전을 사용하였다.

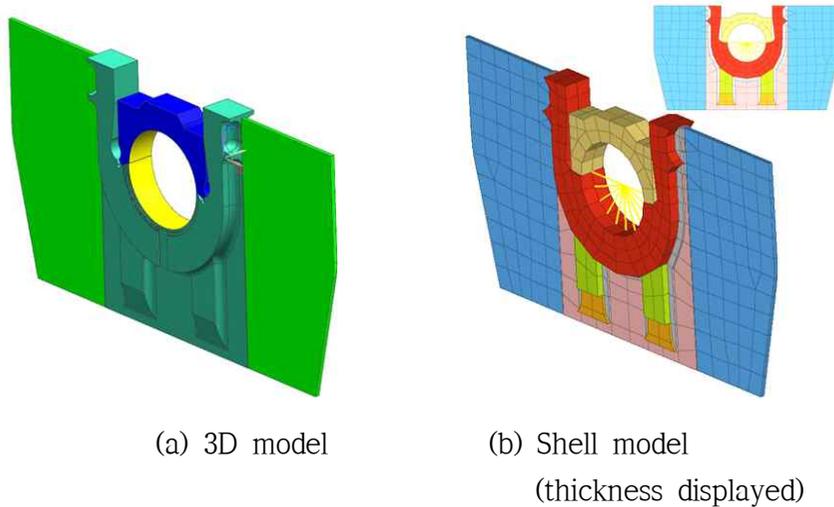


Fig. 2.3 3D CAD model and shell model of MBS

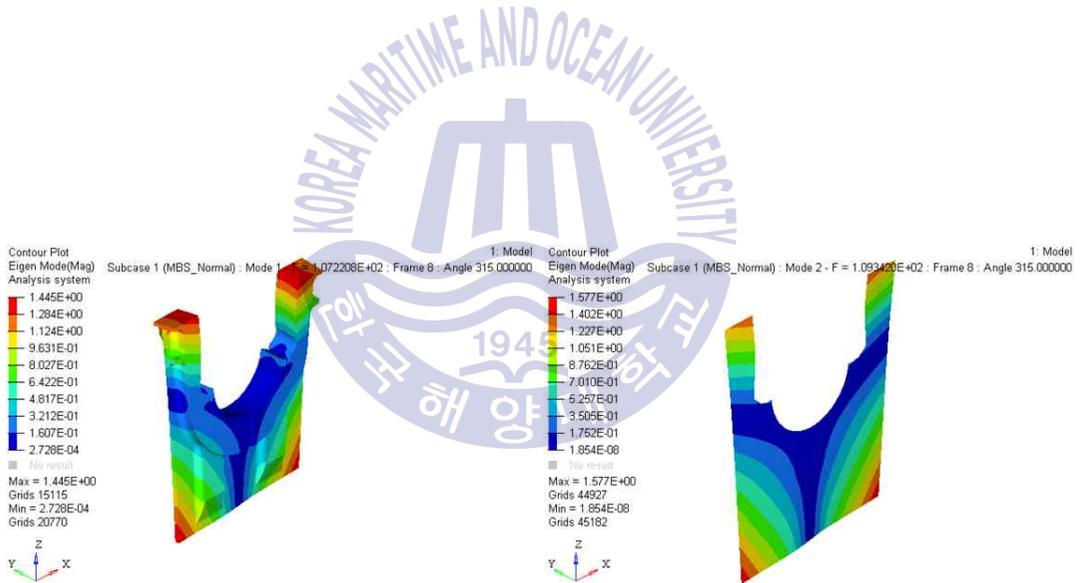
본 연구에서 적용한 2D 판재 모델링 방식에 대한 검증을 위하여 앞 / 중간 / 뒤 쪽(#1, #2) MBS에 대해 모드 해석을 이용하여 구조 해석용 3D 모델과 유한요소 모델의 고유진동수와 모드 형상을 구해 비교 평가하였다. 그 동안 엔진의 진동해석 및 측정 경험을 통해 일반적인 대형 구조물의 경우, 관심영역인 30 Hz를 기준으로 30 Hz 이하의 고유진동수와 모드 형상을 고려하여 평가한다. 다만 국부진동일 경우, 100 Hz에서 회전수가 비교적 높은 유압펌프의 경우, 300 Hz까지 관심 주파수를 높여서 평가한다. 평가기준은 고유진동수의 경우, 측정결과와 해석결과의 오차 범위가 통상 $\pm 5\%$ 이내일 경우, 잘 일치하는 것으로 간주한다. 다만, MBS의 경우, 두께가 두껍고 고유진동수가 아주 높아 국부진동이 발생할 가능성은 거의 없으므로 고유진동수 오차가 어느 정도 있더라도 중량 및 모드형상과 함께 비교하여 2D 유한요소 모델의 타당성을 판단하고자 한다.

비교적 형상이 복잡한 앞쪽 MBS에 대해서 모드 해석을 통해 강성을 판단하였으며 Table 2.1에서 보는 바와 같이 2차 모드를 제외한 나머지 부분은 $\pm 2\%$ 이내로 잘 일치하는 결과를 보인다.

Fig. 2.4는 앞쪽 MBS의 모드 형상 결과를 나타낸 것이다.

Table 2.1 Compared result of fore MBS shell model with 3D model

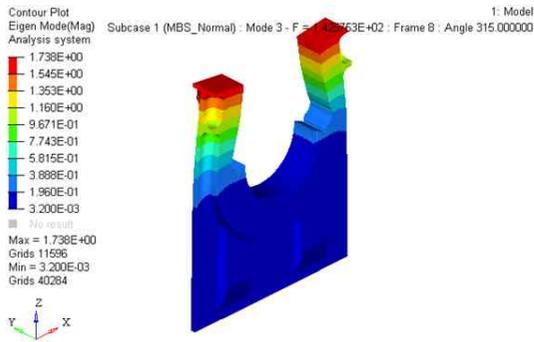
Item	3D model [Hz]	Shell model [Hz]	Error rate [%]
1st mode	107.2	109.3	2.0
2nd mode	142.6	156.4	9.7
3rd mode	225.4	227.5	0.9
4th mode	230.3	225.7	-2.0
Weight [ton]	3.35	3.38	0.8



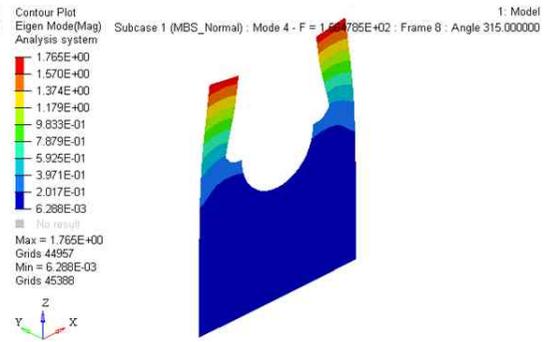
(a) 1st mode of 3D model

(b) 1st mode of shell model

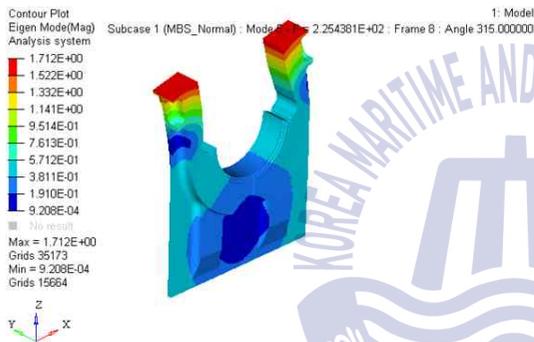
Fig. 2.4 Mode shape of fore MBS (To be continued)



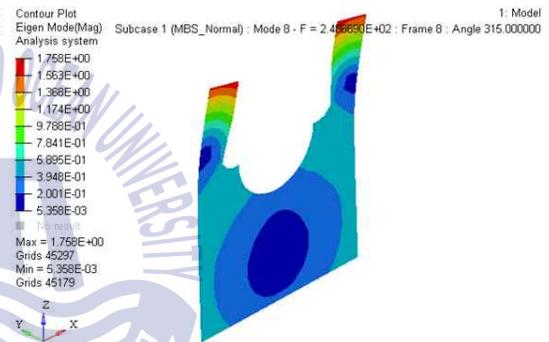
(c) 2nd mode of 3D model



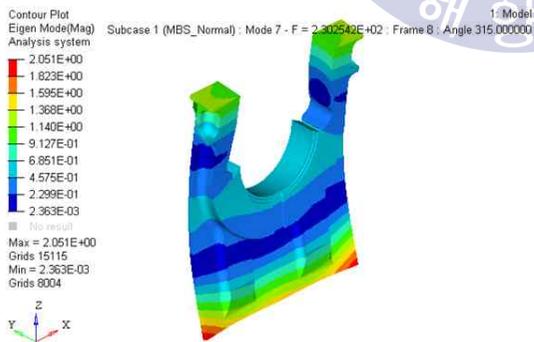
(d) 2nd mode of shell model



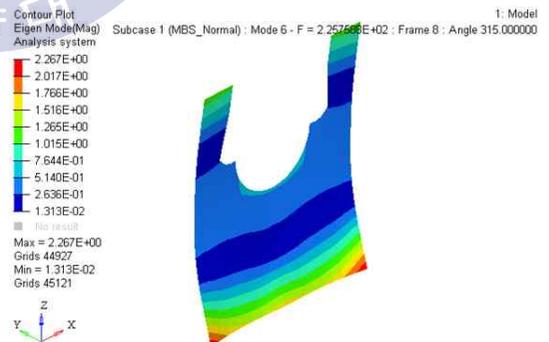
(e) 3rd mode of 3D model



(f) 3rd mode of shell model



(g) 4th mode of 3D model



(h) 4th mode of shell model

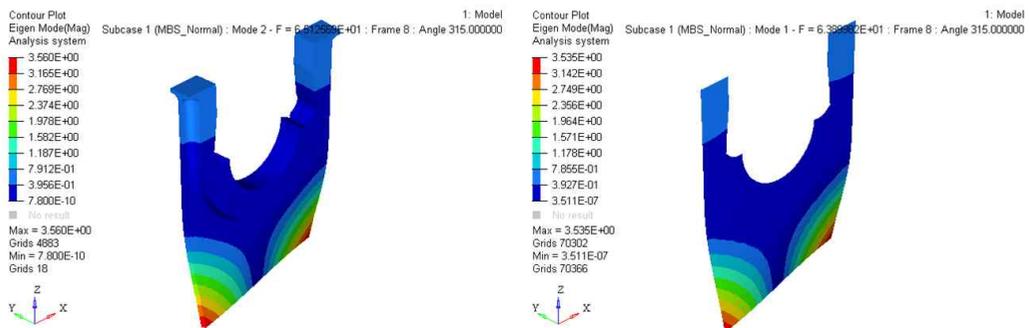
Fig. 2.4 Mode shape of fore MBS

Table 2.2는 중간 MBS의 3D 유한요소와 2D 판재요소 모델에 대해 모드해석을 통해 1~4차 고유 진동수 및 중량 결과를 비교한 결과이며 MBS중 형상이 가장 단순하여 $\pm 3\%$ 이내의 오차를 보이고 있어 3D 요소 대신 축약된 2D 판재요소 모델로도 커다란 오차 없이 제품의 강성과 진동 특성을 충분히 표현 가능함을 알 수 있다.

Fig. 2.5는 중간 MBS의 모드 형상을 나타낸 것이다. 2D 판재요소 모델이 3D 모델의 강성을 잘 반영함을 알 수 있다.

Table 2.2 Compared result of middle MBS shell model with 3D model

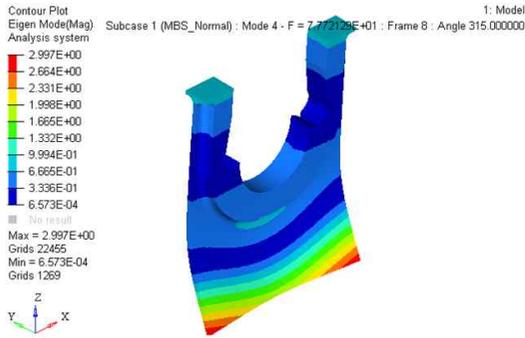
Item	3D Model [Hz]	Shell model [Hz]	Error rate [%]
1st mode	65.1	63.9	-1.8
2nd mode	77.7	76.5	-1.5
3rd mode	124.8	127.7	2.3
4th mode	128.8	125.4	-2.6
Weight [ton]	2.46	2.44	-0.8



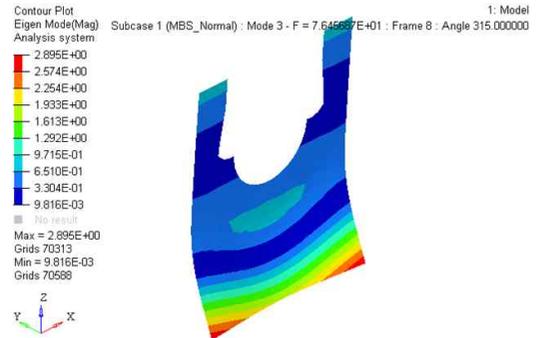
(a) 1st mode of 3D model

(b) 1st mode of shell model

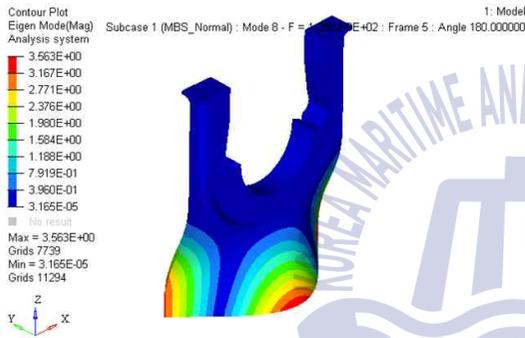
Fig. 2.5 Mode shape of middle MBS (To be continued)



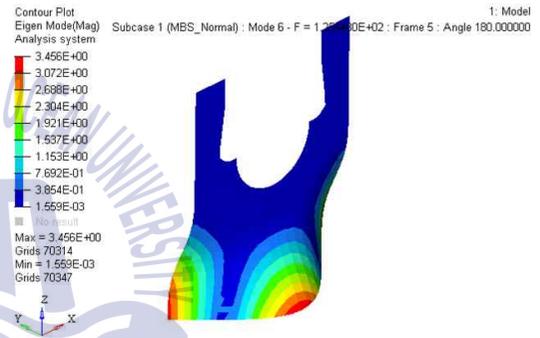
(c) 2nd mode of 3D model



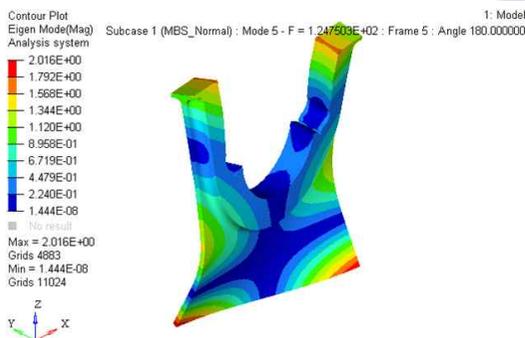
(d) 2nd mode of shell model



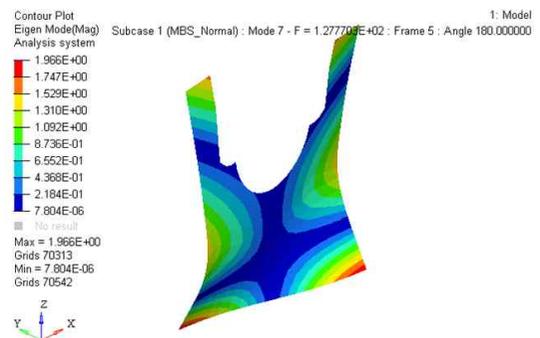
(e) 3rd mode of 3D model



(f) 3rd mode of shell model



(g) 4th mode of 3D model



(h) 4th mode of shell model

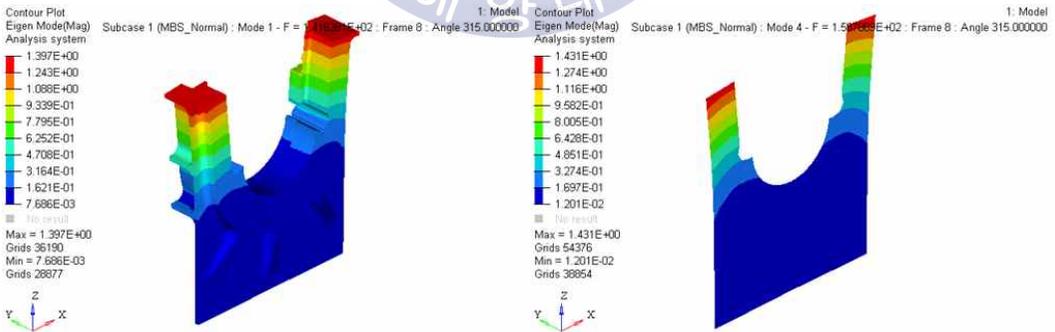
Fig. 2.5 Mode shape of middle MBS

뒤쪽 MBS는 형상이 다른 형태의 2 가지(#1, #2) MBS가 적용되어 있으며, MBS 중에는 가장 복잡한 형상을 갖고 있다. Table 2.3 은 뒤쪽 1번 MBS에 대한 모드 해석 결과를 나타낸다. 3D 요소를 2D로 표현함에 있어 인접 요소와의 연결을 위한 평면 연장 및 등가 모델로의 변환에 따른 오차로 인하여 타 MBS 대비 오차율이 높은 것으로 판단된다.

Fig. 2.6 은 뒤쪽 1번 MBS의 모드 형상을 나타낸 것이다.

Table 2.3 Compared result of aft #1 MBS shell model with 3D model

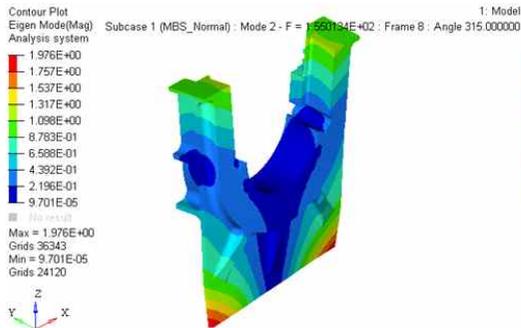
Item	3D model [Hz]	Shell model [Hz]	Error rate [%]
1st mode	141.6	158.7	12.1
2nd mode	155.0	155.4	0.3
3rd mode	250.6	281.7	12.4
4th mode	273.5	241.2	-11.8
Weight [ton]	4.574	4.487	-1.9



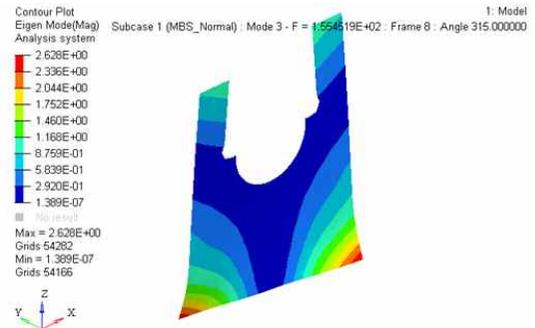
(a) 1st mode of 3D model

(b) 1st mode of shell model

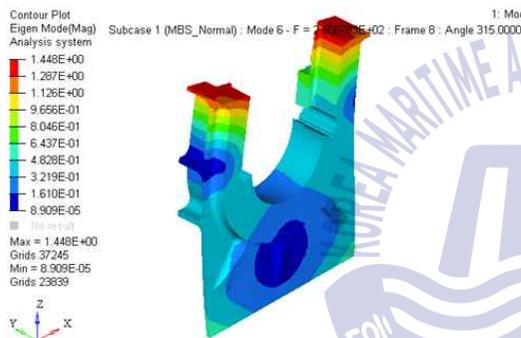
Fig. 2.6 Mode shape of aft #1 MBS (To be continued)



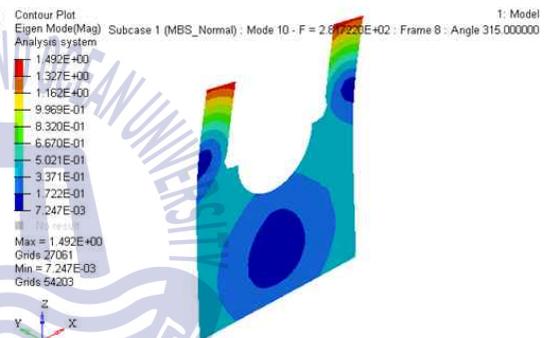
(c) 2nd mode of 3D model



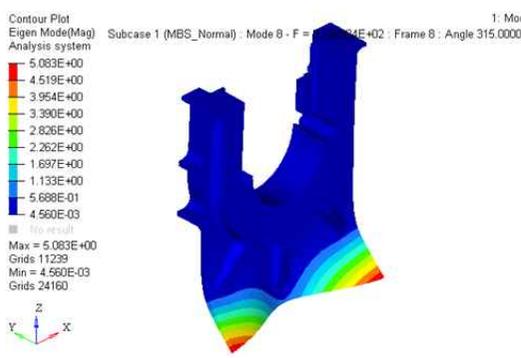
(d) 2nd mode of shell model



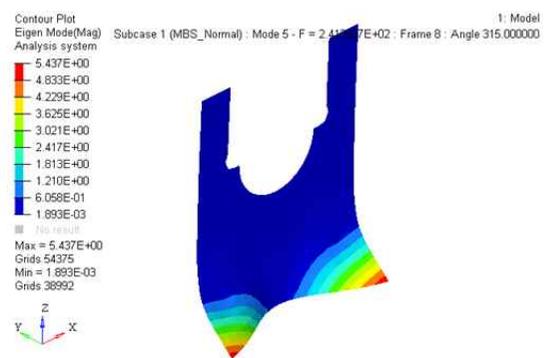
(e) 3rd mode of 3D model



(f) 3rd mode of shell model



(g) 4th mode of 3D model



(h) 4th mode of shell model

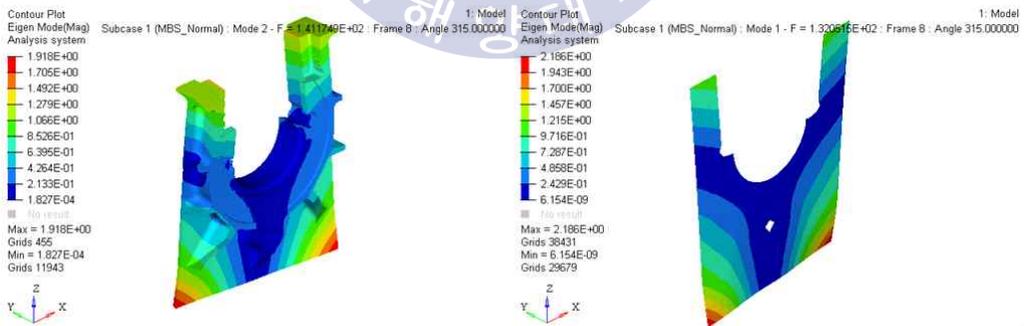
Fig. 2.6 Mode shape of aft #1 MBS

Table 2.4는 뒤쪽 2번 MBS의 모델 검증 결과를 나타낸다. 뒤쪽 1번 MBS와 마찬가지로 대체로 오차율이 높게 나타난 것을 확인할 수 있다.

Fig. 2.7은 뒤쪽 2번 MBS의 모드 형상을 나타낸 것이다.

Table 2.4 Compared result of aft #2 MBS shell model with 3D model

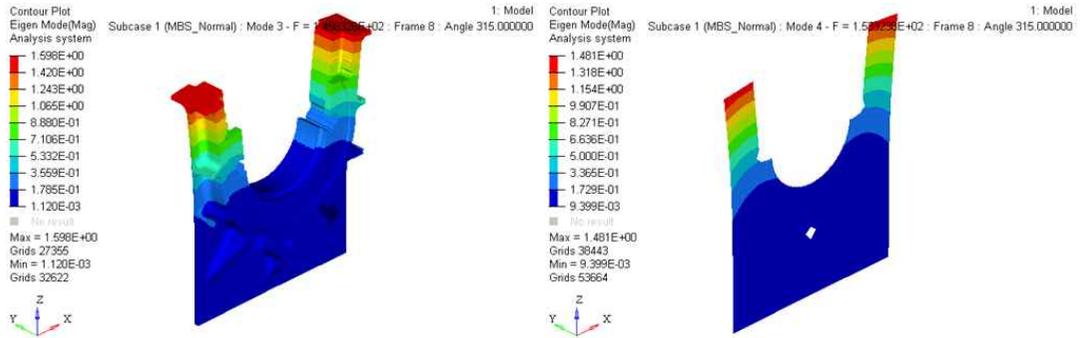
Item	3D Model [Hz]	Shell model [Hz]	Error rate [%]
1st mode	141.2	132.1	-6.4
2nd mode	145.8	153.3	5.1
3rd mode	246.3	268.4	9.0
4th mode	261.2	232.5	-11.0
Weight [ton]	3.953	4.040	2.2



(a) 1st mode of 3D model

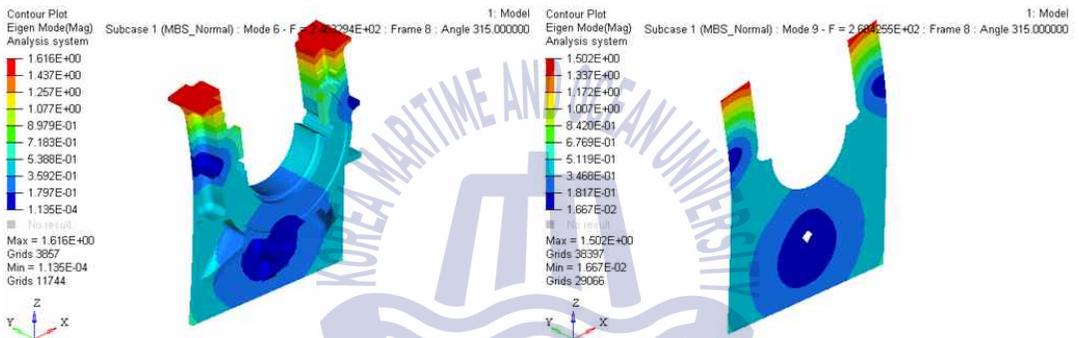
(b) 1st mode of shell model

Fig. 2.7 Mode shape of aft #2 MBS (To be continued)



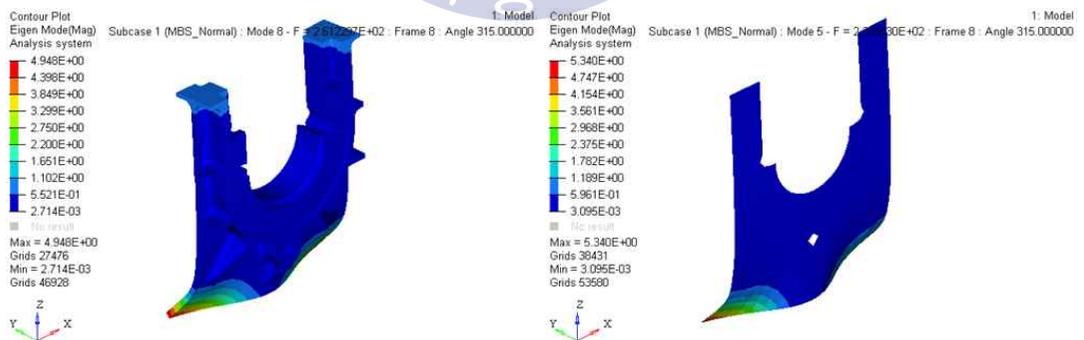
(c) 2nd mode of 3D model

(d) 2nd mode of shell model



(e) 3rd mode of 3D model

(f) 3rd mode of shell model



(g) 4th mode of 3D model

(h) 4th mode of shell model

Fig. 2.7 Mode shape of aft #2 MBS

앞서 수행한 MBS 등가모형을 이용하여 대판의 유한요소 모델을 구성하였으며 대판 전체 조립 모델의 절점 개수는 약 30만개에서 약 6천개 수준으로 줄일 수 있었다.

Fig. 2.8은 대판 조립 모델의 모드 해석 결과를 나타낸다. 대판은 앞에서 검증한 MBS를 제외하고 대부분 강판으로 이루어져 있어 그동안의 경험에 입각하여 전체 모델에 대해서 MBS와 달리 3D 모델과 비교하지 않고 2D 판재요소로 모델링한 등가 모델만으로 검증하였다. 대판 전체에 대한 해석 결과를 보면 면적이 넓고 두께가 얇은 부재가 많은 기름받이는 국부 모드가 많이 나타났으며, 아래의 그림은 주요 모드만 출력한 것이다.

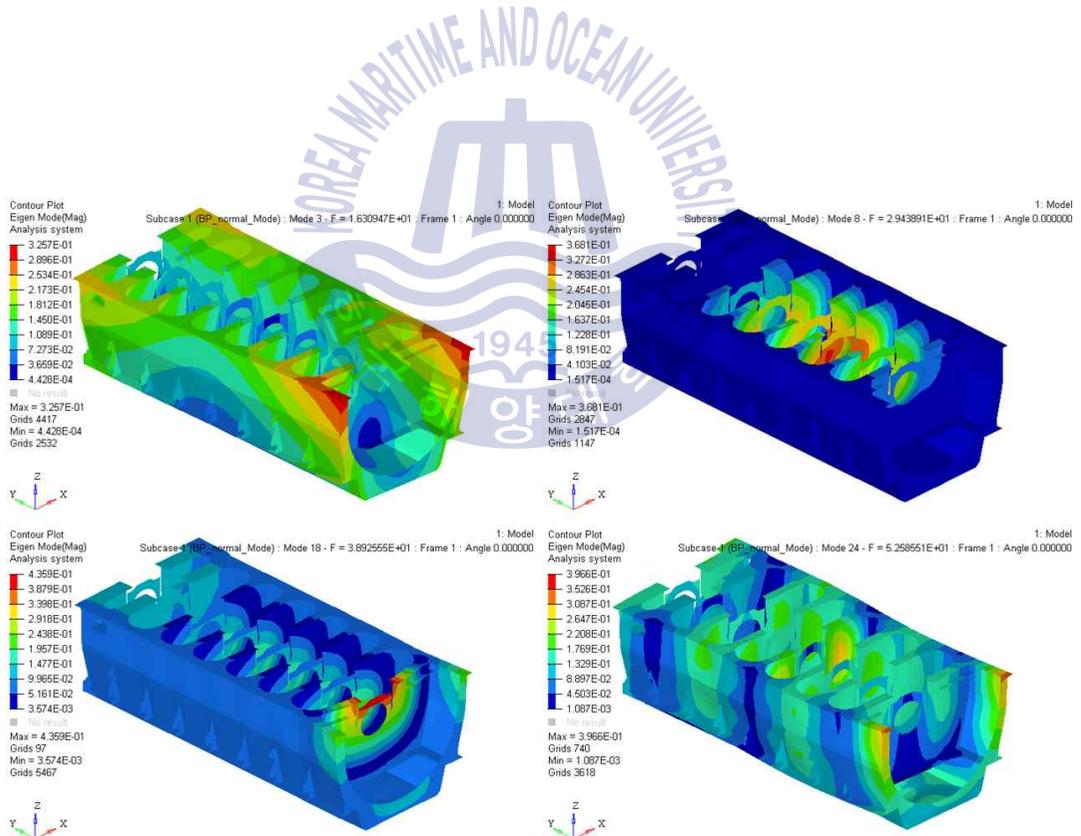


Fig. 2.8 Mode shape of bed plate assembly

국부 모드를 제외한 주요 모드에 대해 대판 전체에 대한 해석 결과를 분석해보면, 고유진동수가 16 Hz에서 52 Hz에 존재하고 모드 형상 또한 일반적으로 알려진 형상을 보이고 있어서 2D 판재 모델을 사용한 대판의 등가 모델이 3D 형상의 강성을 잘 반영하고 있음을 확인할 수 있다.

2.1.2 가대 (frame box)

가대는 대판의 상부에 위치하는 부품으로 위로는 연소 관련 부품과 연결되며, 외부에는 갤러리(gallery), 배기관, 소기관(scavenge air receiver) 등과 연결되고, 내부에는 구동 부품 중 하나인 크로스 헤드 및 가이드 슈(guide shoe)와 연결되어 횡 방향의 가진력을 지지해 주는 주요 구조물이다. 가대는 강판 용접으로 제작되어 2D로 모델링하기 쉬운 부품이며, 불필요한 구멍 및 용접 마무리 부분 등의 형상은 모델링 시 제외하였다. Fig. 2.9 는 3D CAD 모델을 나타낸 것이다.

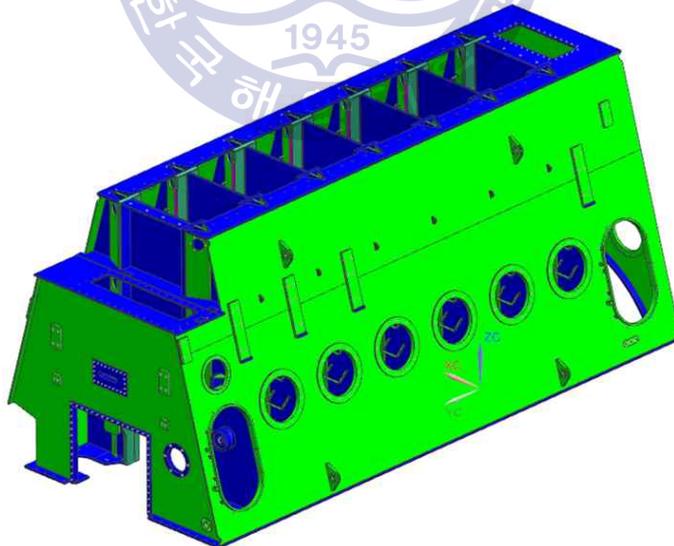


Fig. 2.9 3D CAD model of frame box

Fig. 2.10 은 가대의 유한요소 모델을 나타낸 것으로 전체 강성에 대한 영향이 크지 않을 것으로 예상되는 개폐문 등은 0D 집중질량과 RBE3 (Altair Optistruct 나 NASTRAN 에서 1점 작용 하중을 구조물에 분산해줄 때 사용하는 요소로 일반 강체 요소와는 달리 구조물의 변형 고려 가능) 하중 분산요소로 구성하였다. 일반적으로 T자 용접부에 대해 2D 판재요소로 모델링하는 경우, 형상 왜곡에 따른 강성 저하 특성이 나타나지만, 가대의 경우 상대적으로 두께 대비 큰 형상으로 인하여 강성 저하 효과는 크지 않을 것으로 판단된다. 이렇게 하여 가대 전체 모델의 절점 개수는 당초 약 25만개에서 약 9천개 수준으로 줄었다.

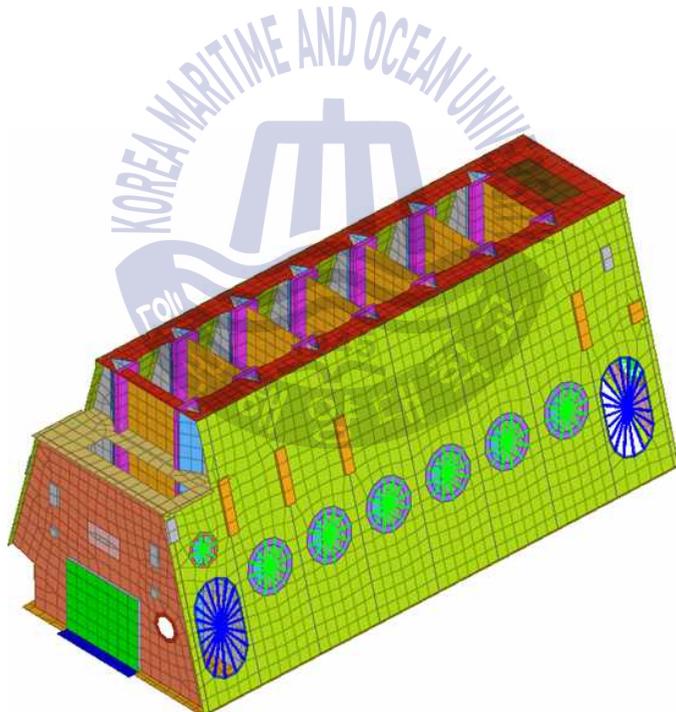


Fig. 2.10 Shell model of frame box

Fig. 2.11 은 가대의 모드 형상을 나타낸 것이고, Table 2.5 는 가대의 모드 진동수 결과 및 모드 형상에 대한 결과를 정리한 것이다.

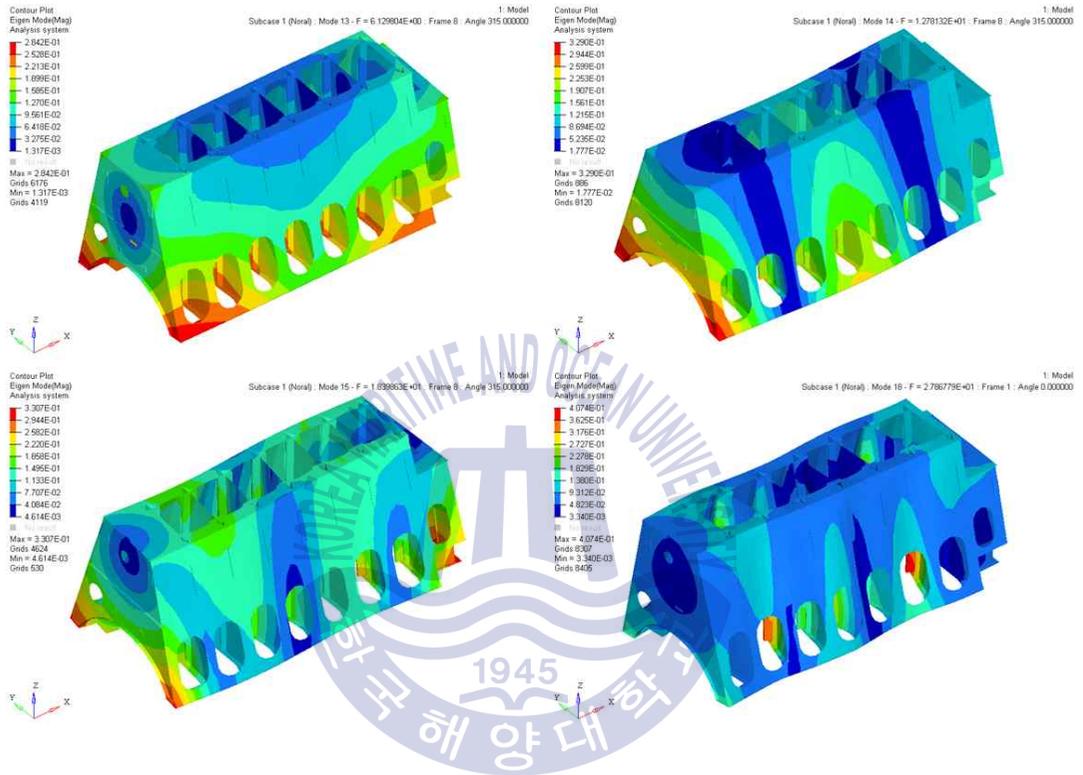


Fig. 2.11 Mode shape of frame box

Table 2.5 Mode frequency of frame box

Item	Frequency [Hz]	Note
1st mode	6.1	1st torsion
2nd mode	12.8	1st bending
3rd mode	18.4	2nd torsion
4th mode	27.9	3rd torsion

가대 전체에 대한 해석 결과를 분석해 보면, 고유진동수가 6.1Hz에서 27.9Hz에 존재하고 대형 구조물의 특징인 비틀림(torsion) 모드와 굽힘(bending) 모드와 같이 일반적으로 알려진 모드 형상을 보이고 있어 2D 판재 모델을 사용한 가관의 등가 모델이 3D 형상의 강성을 잘 반영하고 있음을 확인할 수 있다.

2.1.3 실린더 프레임 (cylinder frame)

실린더 프레임은 연소실을 지지하는 주요 구조물 중 가장 상단에 있는 부품으로 주물 방식으로 제작된다. 이에 따라 다른 부품에 비해 복잡한 형상을 갖고 있으며, 3D로 모델링 시 충분한 강성을 표현하기 위해서는 상당히 많은 수의 절점과 요소가 요구된다. 그러나 본 연구에서 수행한 진동 해석의 원활한 진행을 위해서는 3D 모델 사용 시 늘어난 절점 개수로 인하여 해석에 소요되는 시간이 길어져 해석 및 분석에 어려움이 따른다. 만약 3D 요소를 사용하고 절점의 개수를 줄일 경우 4면체 요소의 효과에 따른 비정상적인 강성 증가 문제가 발생한다. 이에 따라 모델링 방식은 MBS에 적용한 방법을 동일하게 적용하였으며, 두께가 일정한 부위와 변하는 부위로 나눠서 모델링을 수행하였다. 그리고 두께가 변하는 구간은 두께 변동 구간의 평균값을 적용하여 모델링 하였다. 판재요소 모델링 시 중립면을 기준으로 모델링 하였으나, MBS에 비해 연결부의 두께 변화 폭이 크고 중립면의 높이가 일정치 않아 다음과 같은 가정을 기준으로 모델링 하였다.

- 실린더 프레임의 기본 형상은 육면체로 가정한다.
- 중립면은 가장 면적이 넓은 부위의 중립면을 기준으로 삼으며, 중립면의 높이가 달라도 육면체의 같은 방향에 위치하는 경우 동일 중립면을 사용한다. 단, 높이 차이가 큰 경우 판재요소 물성치에서 높이를 지정하여 보정한다.
- 두께 변화가 크고 형상이 복잡한 부위는 단순화하고, 단순화된 부위의 두께는 평균값 및 높이값을 적용한다.

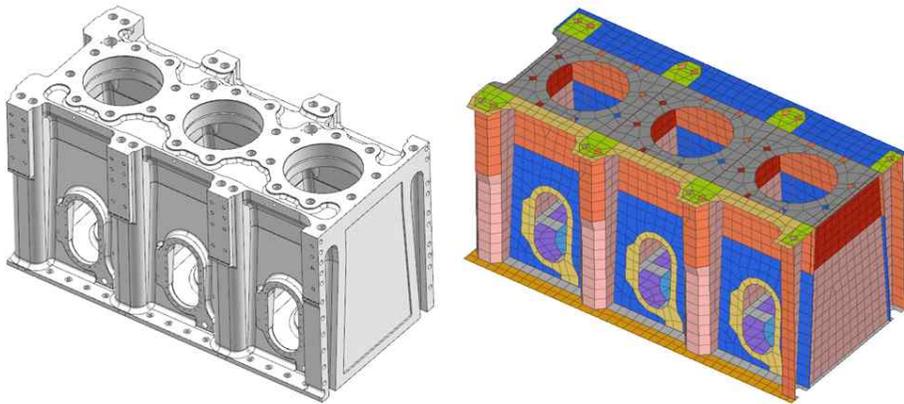
- 실린더 프레임 2개가 연결되는 부위는 절점 공유를 통하여 모델링 한다.

위에서 설명한 기준 적용을 통하여 실린더 프레임의 절점 개수는 약 5만개에서 약 7천개 수준으로 줄었다. Fig. 2.12는 실린더 프레임의 3D CAD 및 두께를 표현하지 않은 2D 판재요소로 만들어진 모델을 나타낸 것이다.

앞서 기술한 가정에 따라 모델링한 2D 판재요소 모델의 검증을 위하여 3D 상세 모델과 모드 해석을 이용하여 비교 검토하였다. Fig. 2.13은 3D 유한요소 모델을 만들기 위한 원시 모델과 및 두께를 표현한 2D 판재요소 모델을 나타낸 것이다.

Table 2.6은 모드해석 결과를 비교한 것으로, 3D 모델 대비 -5.1~+2.6% 정도의 오차를 보이며 대체로 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

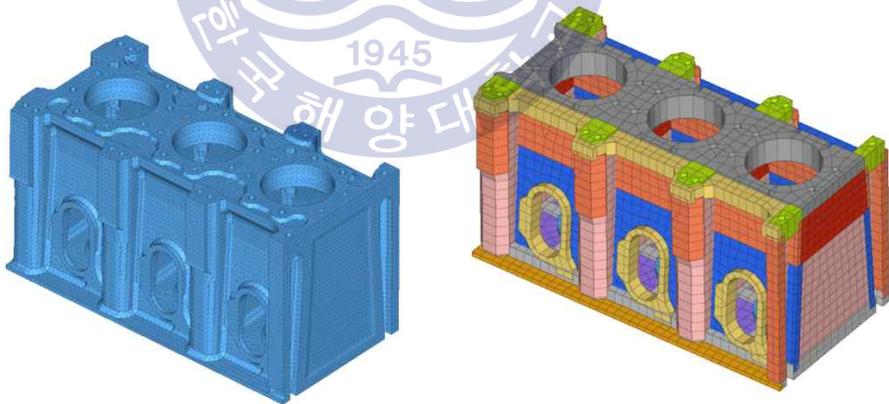
Fig. 2.14는 실린더 프레임의 모드 형상을 비교한 결과로 대체로 유사한 결과를 보이나 3차와 4차 모드는 일부 국부적인 변형이 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 주물의 T자 연결부에서 실제와는 다른 형상으로 모델링이 되었기 때문이다. 특히 측벽 부위의 면적이 실제보다 넓어져 국부적인 변형이 커지는 현상이 나타났으며, 이는 판재 요소 모델링 방식이 갖는 일반적인 한계에 따른 것이다. 그렇지만 전체적인 강성을 표현함에 있어서 각 모드 주파수와 모드 형상 비교를 통해 판재요소 방식을 이용한 등가 모델이 3D 형상의 강성을 잘 반영하고 있음을 확인할 수 있다.



(a) 3D CAD model

(b) Shell model without thickness displayed

Fig. 2.12 3D CAD model and shell model of cylinder frame



(a) 3D model

(b) Shell model of thickness displayed

Fig. 2.13 3D CAD model and thickness displayed shell model of cylinder frame

Table 2.6 Compared result of cylinder frame shell model with 3D model

Item	3D model [Hz]	Shell model [Hz]	Error rate [%]
1st mode	171.7	162.9	-5.1
2nd mode	207.4	201.1	-3.0
3rd mode	241.7	255.0	-0.5
4th mode	282.0	275.0	-2.5
Weight [ton]	18.36	18.84	2.6

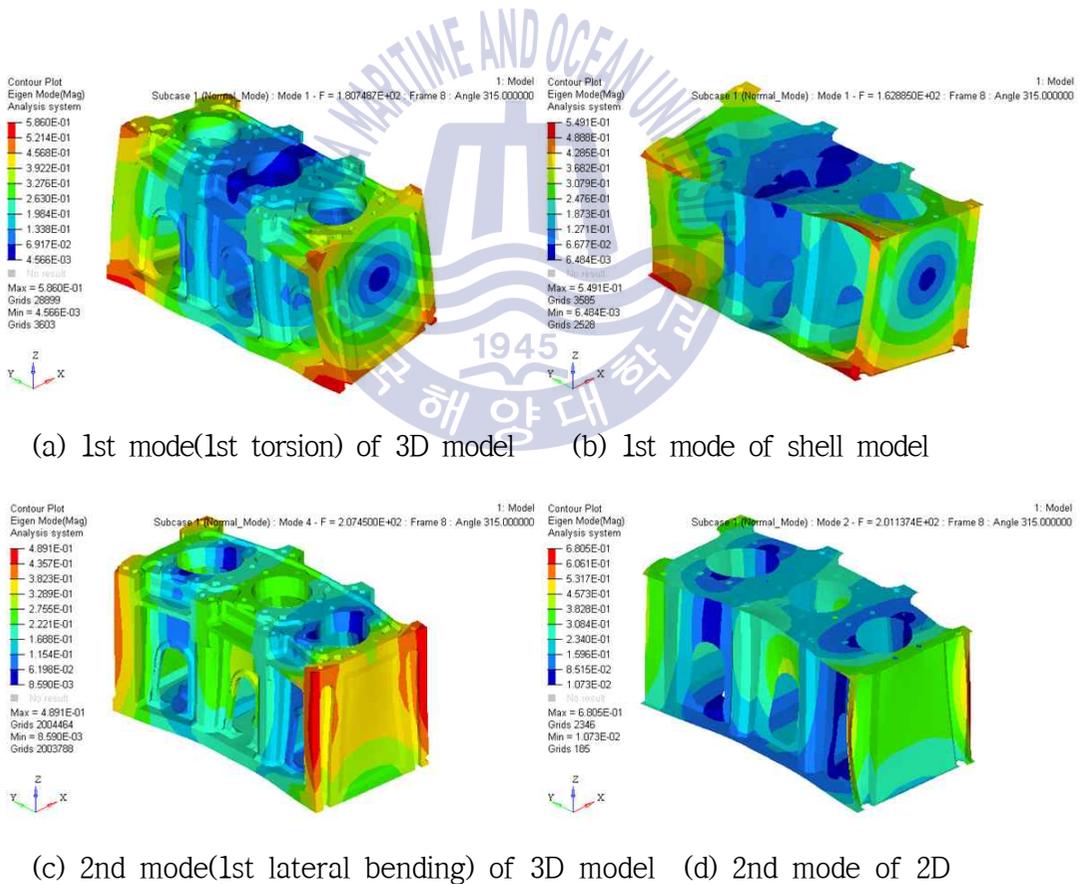
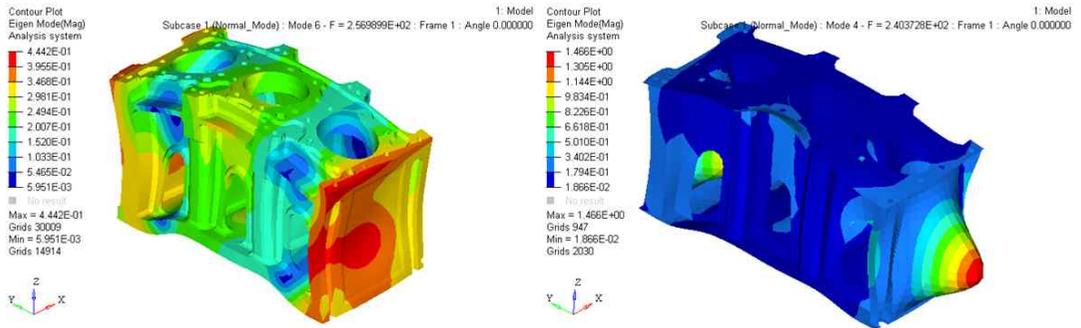
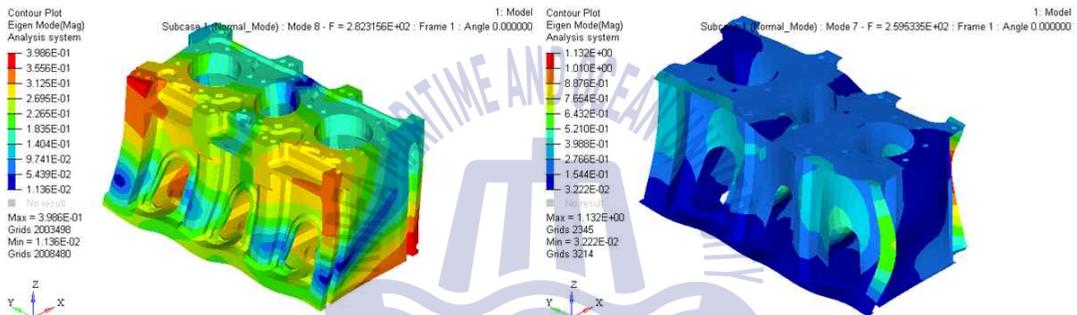


Fig. 2.14 Mode shape of cylinder frame (To be continued)



(e) 3rd mode(1st vertical bending) of 3D model (f) 3rd mode of 2D



(g) 4th mode(1st twisting) of 3D model (h) 4th mode of shell model

Fig. 2.14 Mode shape of cylinder frame

2.2 구동부

엔진 운전 시 하중을 전달하는 구동부는 피스톤(piston), 피스톤 봉(piston rod), 크로스 헤드(crosshead), 연접봉(connecting rod) 및 크랭크축(crankshaft)으로 이뤄져 있다. 엔진 구동부는 연소실에서 발생한 폭발력을 크랭크축으로 전달해주며, 크랭크축은 직선운동을 회전운동으로 바꾸어 주는 역할을 한다. 특히 직선 운동을 회전으로 바꾸주는 과정에서 연접봉으로부터 스러스트(thrust)가

발생하는데 이 스러스트에 의해 횡 방향으로 하중이 발생하며, 이 하중에 의해 엔진의 주요 횡방향 진동 모드가 나타난다. 일반적으로 엔진 진동 해석 시 구동부의 질량은 등가 질량으로 치환하여 주 구조물 등에 반영 후 주파수 응답 해석(frequency response analysis) 방법으로 분석을 수행한다. 본 연구에서도 구동부는 등가질량으로 단순화하였으며, 1D와 0D 집중질량으로 표현하였다.

2.2.1 크랭크축

크랭크축은 구동 부품 중 가장 무겁고 모든 기통과 연결봉에 의해 연결되어 직진 운동을 회전 운동으로 변환하는 주요 구동 부품으로서 본 연구에서는 AVL EXCITE PU 프로그램 2013.1 버전을 사용했으며 여기서 생성되는 1D Model을 수정 후 사용 하였다. Fig. 2.15와 Fig. 2.16은 크랭크축 3D 모델과 1D 유한요소 모델을 각각 나타낸 것이다.

엔진 동역학 및 운할해석 프로그램인 AVL EXCITE PU를 사용하여 크랭크축을 모델링 하는 경우 NASTRAN 기반의 1D 모델을 제공하며, 본 연구에서 사용한 솔버 프로그램인 Optistruct와 호환이 가능하다. 그러나 크랭크축 웹 부분에 사용된 일반요소(GENEL, General Element, 6자유도 강성 및 mass/inertia 모델)의 경우 과도 해석(transient analysis) 수행 시 오류가 발생한다. 따라서 본 연구에서는 크랭크축 웹 부분은 형상 및 강성 고려를 위하여 1D 보 요소로 치환하였으며, 보의 길이는 모드 해석 수행을 통해 결정하였다.

Table 2.7은 AVL EXCITE 결과와 수정한 1D 모델의 모드를 비교한 것으로 4차 모드를 제외한 대부분의 모드가 잘 일치하는 결과를 보인다. 저속엔진의 크랭크축 진동해석은 통상 1차 굽힘 및 비틀림 모드가 주모드이므로 2차 이상은 고려하지 않기 때문에 4차 모드의 오차는 무시할 수 있다.

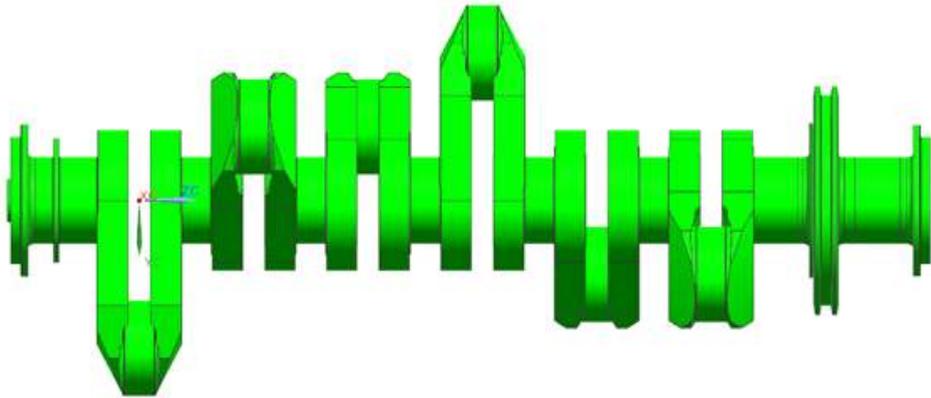


Fig. 2.15 3D CAD model of crankshaft

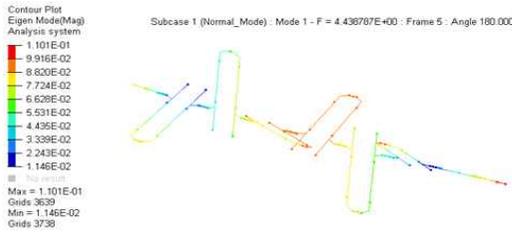


Fig. 2.16 AVL 1D model of crankshaft

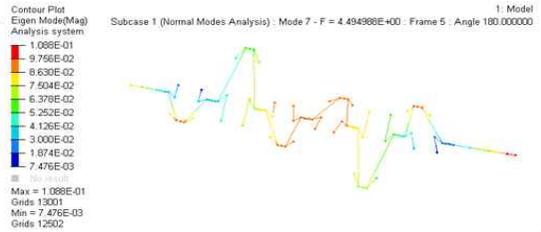
Table 2.7 Analysis result of crankshaft (AVL EXCITE vs modified 1D model)

Item	AVL EXCITE [Hz]	Modified 1D model [Hz]	Error rate [%]	Note
1st mode (y/z-direction)	4.5 / 4.6	4.4 / 4.5	-1.4 / 1.7	1st bending
2nd mode	8.40	8.71	3.7	1st torsion
3rd mode (y/z-direction)	11.2 / 11.8	11.2 / 11.9	0.0 / 0.7	2nd bending
4th mode	17.0	20.3	19.5	2nd torsion

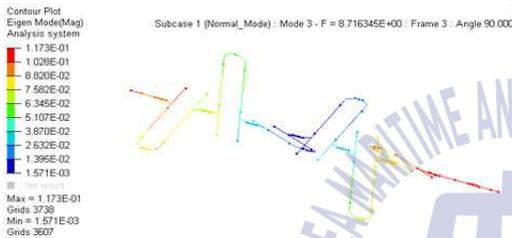
Fig. 2.17 은 크랭크축의 모드 형상을 비교한 것으로 각각의 모드 형상 또한 동일함을 알 수 있다.



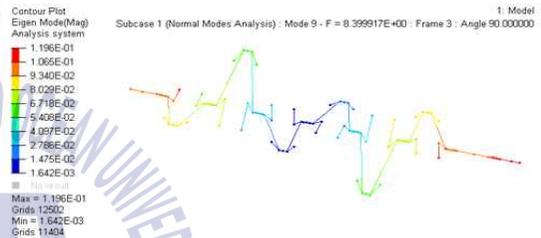
(a) 1st mode of AVL EXCITE



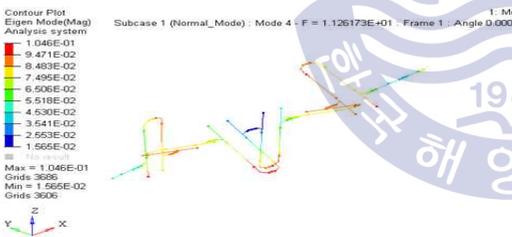
(b) 1st mode of 1D model



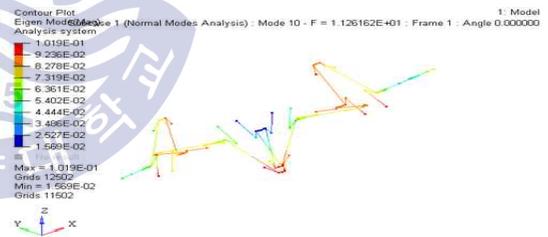
(c) 2nd mode of AVL EXCITE



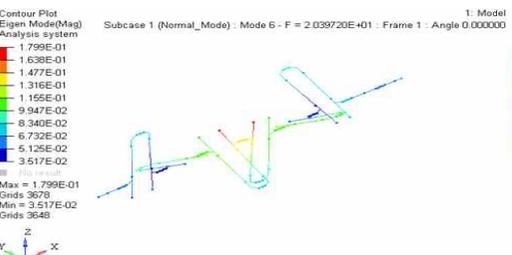
(d) 2nd mode of 1D model



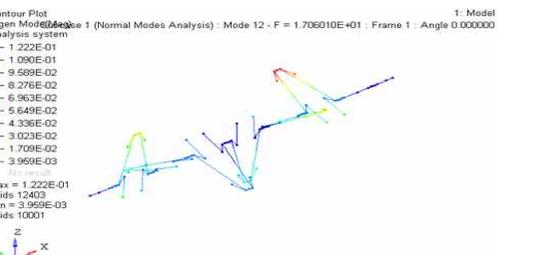
(e) 3rd mode of AVL EXCITE



(f) 3rd mode of 1D model



(g) 4th mode of AVL EXCITE



(h) 4th mode of 1D model

Fig. 2.17 Mode shape of crankshaft (AVL EXCITE vs modified 1D model)

2.2.2 연접봉 / 크로스 헤드 / 피스톤 봉

연접봉을 포함한 크로스 헤드, 피스톤봉 모델은 OD 집중질량으로 단순화하여 모델에 적용하였다. 특히 연접봉의 경우 무게 중심을 기준으로 회전 운동하는 질량과 병진 운동하는 질량으로 구분하였으며, 회전 운동하는 질량은 크랭크축 연결부위에 적용하였고, 병진운동 부분은 크로스 헤드, 피스톤 봉와 함께 OD 집중질량으로 단순화하여 적용하였다.

2.3 연소 관련 부품

연소 및 성능 관련 부품으로는 실린더 라이너(cylinder liner), 실린더 커버(cylinder cover), 배기 밸브 하우징(exhaust valve housing), 배기관(exhaust gas receiver), 소기관(scavenge air receiver), 과급기(T/C, turbocharger) 등이 있다. 대부분 상당한 중량을 가지고 볼트로 강하게 조립되는 부품이기 때문에 부품의 크기에 따라 앞서 수행한 메인 구조물과 동일한 방식으로 판재요소와 1D 보, OD 집중질량 등으로 단순화하여 모델링을 수행하고 엔진 전체 진동 해석에서 그 적정성을 판단해도 무방하다고 본다. 다만, 진동 거동에 영향을 미칠 것으로 예상되는 보상기와 심은 볼트(stud) 등 연결부에 대해서는 별도 모델링을 통해 그 영향도를 평가할 필요가 있다.

2.3.1 배기관

연소 후 배가스가 모이는 부품으로 모든 연소실에 연결되어 있으며, 고온의 가스를 포함하고 있어 작업자의 안전을 위해 압력 용기 표면은 단열재로 덮여 있다. 연소실과 연결되는 부분과 과급기와 연결되는 부분은 열과 진동으로 인한 팽창 및 변형을 고려하기 위하여 보상기가 장착되어 있다. 압력 용기를 지탱하는 지지대는 총 5개로 구성되어 있으며, 중간 지지대는 수직 방향의 변형에 대한 응력 완화를 위하여 판스프링이 장착되어 있으며, 양 옆의 각 2개씩

장착되는 지지대는 압력용기의 길이 방향 변위에 대응하기 위하여 초기 좌임 시 강제 변형 후 장착이 된다. 본 연구에서는 진동 특성 평가를 위한 해석 모델을 구축하기 위하여 열 변형 후 상태를 고려하여 모델링을 진행하였다. 그리고 압력용기를 감싸고 있는 단열재는 압력 용기 재질의 밀도를 조정하여 중량을 도면 기준에 맞추었다. 또한 전체 강성에 미치는 영향은 매우 작을 것으로 판단되는 작은 부품 및 곡률/모따기 등은 모델링 시 제외 하였다.

Fig. 2.18 은 배기관의 3D 형상과 2D 판재요소 모델을 보여준다.

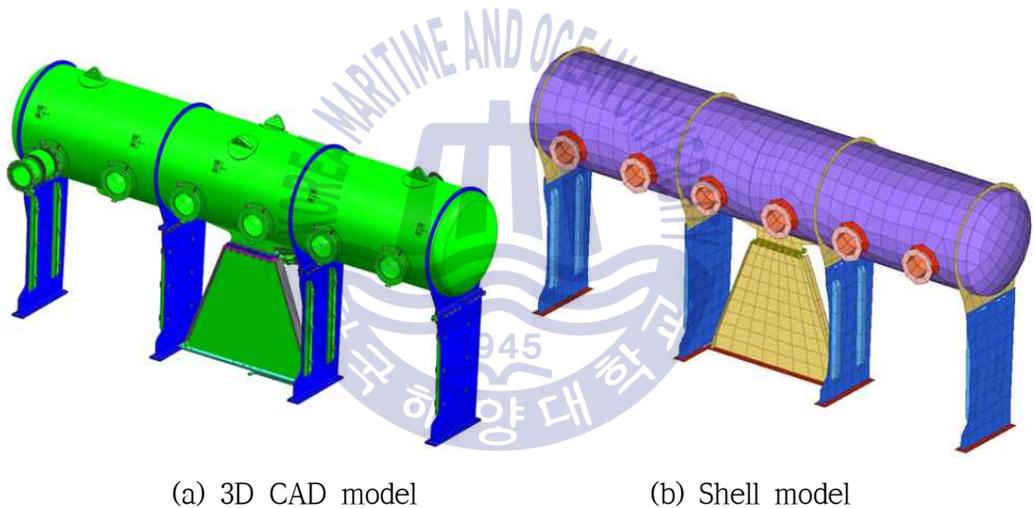


Fig. 2.18 3D CAD model and shell model of exhaust gas receiver

배기관은 연소실과 과급기와 연결되는 부분에 열팽창 및 진동에 의한 파손을 방지하기 위해 배기 밸브 배출측 보상기(exhaust valve outlet compensator)와 과급기 가스입구측 보상기(T/C inlet compensator)가 연결된다. 배기관의 진동 거동을 정확히 파악하기 위해서는 보상기에 대한 강성 데이터가 필요한데 이를

위해 보상기에 대해 정적 강성(static stiffness)을 계산하였으며, 그 결과는 1D 부시 요소(bush element)를 이용하여 배기관 시스템 모델에 반영하였다. 보상기의 정적 강도는 보상기의 주름상자(bellows) 부분만 별도 유한요소 모델링 후 한쪽 끝은 6 DOF 고정, 반대쪽은 단위 변위 입력 후 반력을 구하여 강성을 계산하였다. Fig. 2.19는 과급기 가스입구 보상기의 단품 검증을 위한 해석 모델링 결과를 보여준다. Table 2.8은 보상기 단품의 해석 결과인 강성을 정리한 것이다.

배기관은 엔진 전체의 진동을 고려할 경우 집중질량으로 간단히 나타 낼 수 있는 부품이나 하부 지지대와 보상기의 강성을 반영하여 해석의 정확도를 높이는 것이 타당하다. 따라서 배기관의 모델링 적정성은 4.1절 엔진 전체 모드 해석 결과에서 확인할 수 있다.

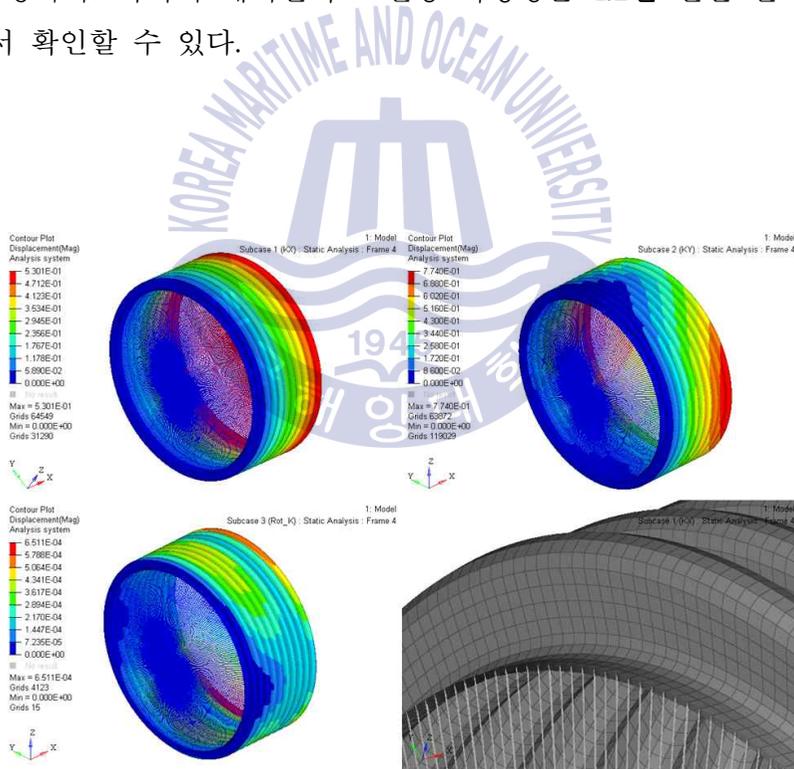


Fig. 2.19 Static stiffness analysis of turbocharger inlet compensator

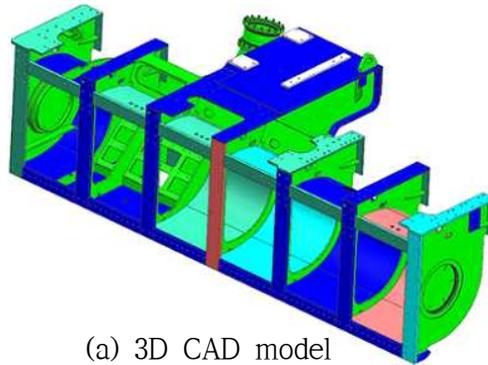
Table 2.8 Stiffness analysis result of compensator

Stiffness	T/C inlet compensator	Exhaust valve outlet compensator	Note
Axial [N/mm]	265	132	
Radial [N/mm]	601	532	
Conical [N mm/rad]	1.24E6	1.41E5	Suppose same stiffness with conical one
Torsional [N mm/rad]			

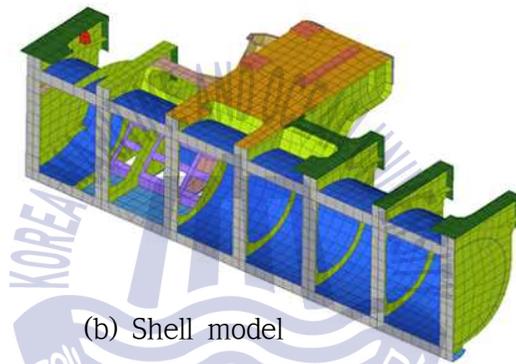
2.3.2 소기관

과급기를 통해 압축된 신기(fresh air)가 공기 냉각기(air cooler)를 통과 후 모이는 압력 용기 부품으로 실린더 프레임에 직접 연결된다. 제품 부재는 강판으로 구성이 되어 용접으로 제작이 되기 때문에 판재요소 모델링에 적합한 부품으로 아래의 **Fig. 2.20** 과 같이 모델링을 진행하였다.

소기관은 엔진 전체의 진동을 고려할 경우 집중질량으로 간단히 나타 낼 수 있는 부품이나 해석의 정확도를 높이기 위해 모델링하였으며 소기관의 모델링 적정성은 **4.1절** 엔진 전체 모드 해석 결과에서 확인할 수 있다.



(a) 3D CAD model



(b) Shell model

Fig. 2.20 3D CAD model and shell model of scavenge air receiver

2.3.3 공기 냉각기

공기 냉각기는 과급기를 통해 압축된 공기를 냉각하고 냉각된 공기의 수분을 제거하는 역할을 한다. 주요 구성 부재는 강판으로 이루어져 있으며, 냉각을 위한 냉각기가 포함되어 있다. 냉각기의 경우 냉각 핀(fin)과 냉각수 통과를 위한 유로로 구성되어 있어 진동 해석을 위한 모델링이 어렵고 강성이 높을 것으로 예상되어 0D 집중질량으로 모델링 후 RBE2 요소로 연결하였다. Fig. 2.21 은 공기 냉각기의 3D 형상 모델과 2D 판재요소 모델을 나타낸다.

공기 냉각기는 엔진 전체의 진동을 고려할 경우 집중질량으로 간단히 나타낼 수 있는 부품이나 해석의 정확도를 높이기 위해 모델링하였으며 공기 냉각기의 모델링 적정성은 4.1절 엔진 전체 모드 해석 결과에서 확인할 수 있다.

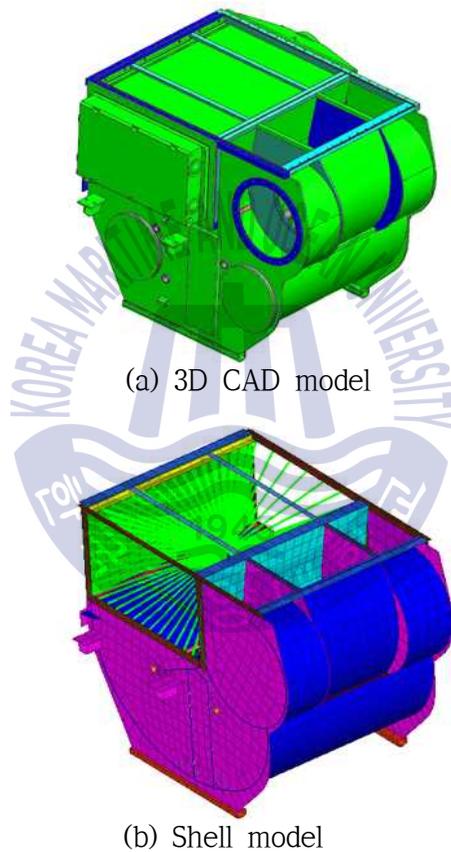


Fig. 2.21 3D CAD model and shell model of air cooler

2.3.4 과급기

과급기는 배가스를 이용하여 신기를 압축하는 부품으로 배기관과 소기관 사이에 설치된다. 과급기에 대한 외곽 형상 및 브라킷(bracket) 정보는 있으나 내부 형상 및 압축 시 가진 하중에 대한 정보가 없어 단순 형태로 모델링 후 강체로 묶어 모델링을 진행하였다. 외곽을 2D로 모델링 한 것은 적절한 관성 모멘트(moment of inertia) 값을 알 수가 없으므로 임의의 유한요소로 모델링하였다. Fig. 2.22 는 과급기의 3D 형상 모델과 2D 판재요소 모델을 나타낸다.

과급기는 엔진 전체의 진동을 고려할 경우 집중질량으로 간단히 나타낼 수 있는 부품이나 하부에 상대적으로 강성이 약한 브라킷 등에 의해 지지되어 조립되기 때문에 이 영향을 고려하기 위해 판재 요소로 모델링하여 중량을 반영하였으며 과급기의 모델링 적정성은 4.1절 엔진 전체 모드 해석 결과에서 확인할 수 있다.

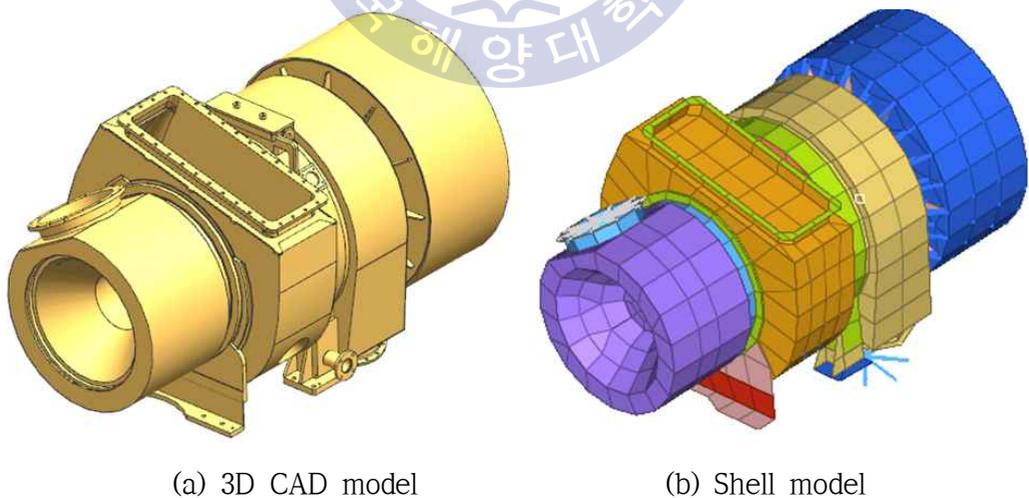


Fig. 2.22 3D CAD model and shell model of turbocharger

2.3.5 실린더 라이너 / 실린더 커버 / 배기밸브 하우스

실린더 라이너, 실린더 커버 및 배기 밸브 하우스는 연소실을 구성하는 부품으로 실린더 프레임 상단에 장착이 된다. 실린더 라이너와 실린더 커버는 연소실 구성을 위하여 2D로 모델링 하였으며, 배기 밸브 하우스는 단순 중량만을 고려하고자 0D 집중 질량으로 처리하였다. 심은 볼트로 고정되는 실린더 커버와 실린더 라이너도 0D 집중 질량으로 모델링해도 무방할 것으로 예상하나 높은 강성을 갖는 심은 볼트의 영향력을 정확히 판단하기 위해 Fig. 2.23 과 같이 1D 보 요소로 모델링하여 실린더 커버와 라이너를 고정하였다.

4.1절 엔진 전체 모드 해석 결과에서 확인할 수 있듯이 엔진 본체와 일체가 되어 강체와 같이 움직이는 것으로 보아 예상대로 적절히 모델링 된 것을 알 수 있다.

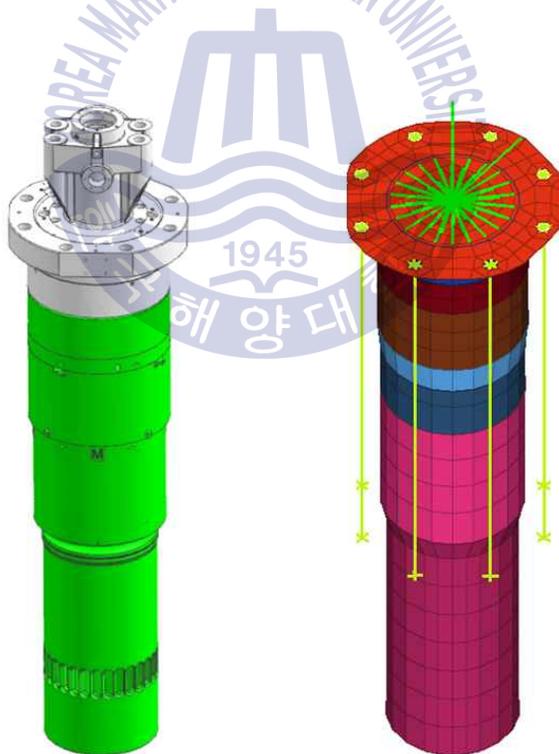


Fig. 2.23 3D CAD model and shell model of cylinder cover / liner / exhaust valve housing & stud

2.4 기타 부품

저속엔진을 구성하는 중량 부품 중 추가로 모델링이 필요한 부품으로는 선원의 작업 시 이동 통로인 갤러리(gallery), 연료 분사 압력을 조절하는 HCU (Hydraulic Control Unit, 유압 제어 유닛), 엔진 유압 계통에 압력을 공급하는 HPS (Hydraulic Power Supply, 유압 공급 장치) 및 각종 파이프 등이 있다.

2.4.1 갤러리 (gallery)

갤러리는 실린더 프레임, 가대, 배기관, 공기 냉각기 등 주요 부품과 연결되며, 선박과는 엔진의 진동 저감을 위해 마찰 또는 유압 타입의 진동 저감 장치와 연결이 된다. 즉, 갤러리의 강성 또한 엔진의 진동 성능 확인을 위해서는 모델링이 필요하며, 본 연구에서는 갤러리에 대한 영향을 고려하고자 유한 요소 모델링을 진행하였다. 다만, 작업자의 안전을 위해 설치되는 난간(hand rail)은 모델링 시 갤러리에 분포 질량으로 반영하였다. 아래의 Fig. 2.24 는 6G60ME-C 갤러리 3D 형상 모델을 나타낸 것이다.

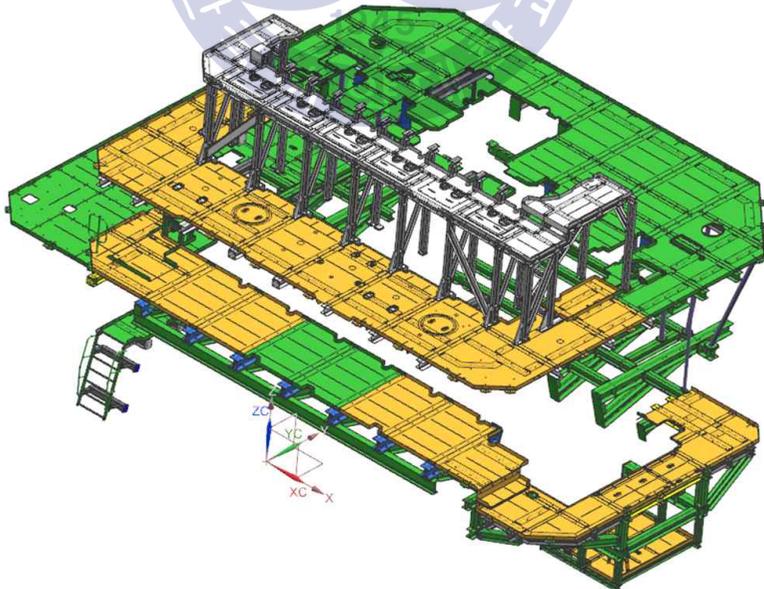


Fig. 2.24 3D CAD model of gallery

Fig. 2.25 는 진동해석을 위한 갤러리 2D 판재 요소 모델을 나타낸 것이다.

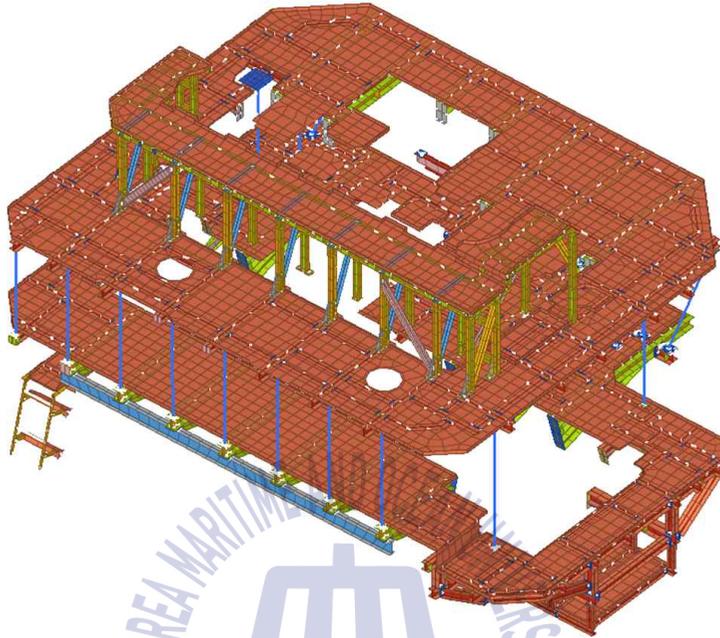


Fig. 2.25 Shell model of gallery

2.4.2 HCU (Hydraulic Control Unit)

HCU는 연소실에 공급되는 연료 압력을 조절해주는 부품으로 프레임 구조물과 유압 부품들이 연결되어 있다. 본 연구에서는 프레임의 강성만 고려하였으며, 유압 관련 부품은 0D 집중 질량으로 모델링 처리하였다. Fig. 2.26 은 HCU 3D 형상 모델 및 유한요소 모델을 나타낸 것이다.

2.4.3 HPS (Hydraulic Power Supply)

HPS는 판재 및 빔으로 구성된 프레임과 유압 공급을 위한 펌프 및 다수의 관(pipe), 체인 휠(chain wheel) 등의 중량품으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 가대와 체결되어 있는 구조물의 강성만 고려하기 위해 일부만 판재요소로 모델링하였으며, 기타 부품에 대해서는 0D 집중질량으로 처리하였다. Fig. 2.27 은 HPS 3D 형상 모델 및 2D 판재 요소 모델을 나타낸다.

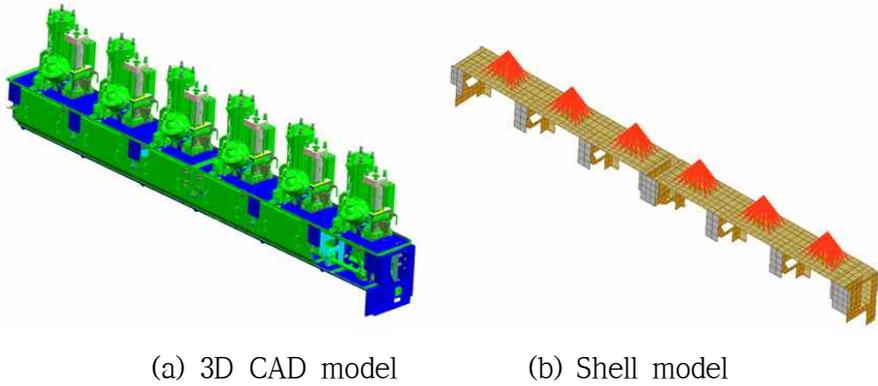


Fig. 2.26 3D CAD model and shell model of HCU

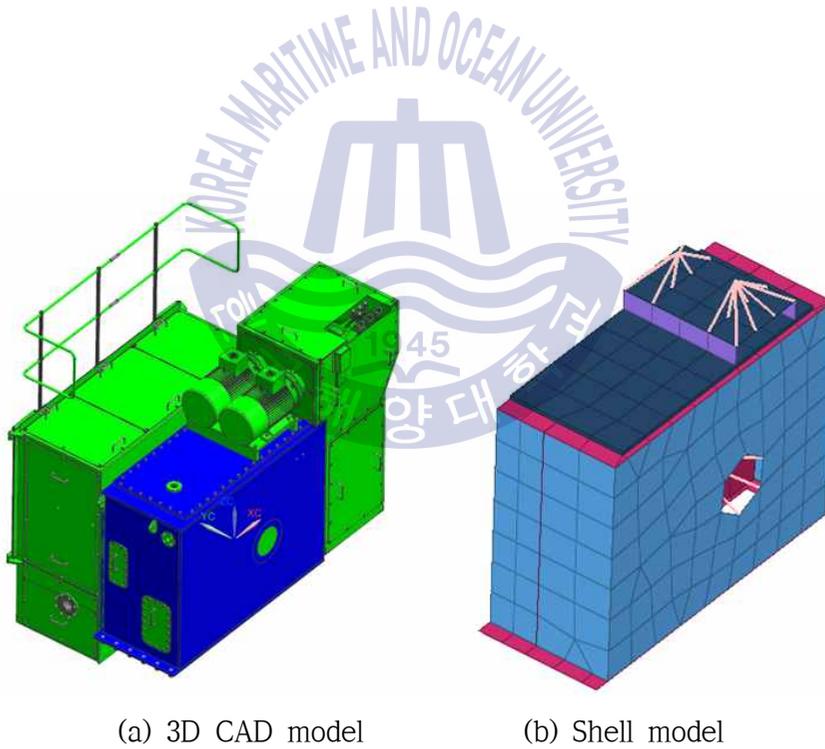


Fig. 2.27 3D CAD model and shell model of HPS

2.4.4 기타

앞서 모델링 진행한 부품 외에 엔진 외부에 장착되는 각종 케이블 및 파이프류와 작동 오일은 OD 집중 질량과 일부 부품에 대한 밀도 조정을 통해 시스템에 중량을 반영하였다. 아래의 **Table 2.9**는 6G60ME-C 엔진의 냉각수와 시스템 오일 중량을 나타낸 것이다.

Table 2.9 Mass of water and system oil of 6G60ME-C engine

Mass of water [kg]			Mass of oil [kg]			
Jacket cooling water	Scavenge air cooling water	Total	Engine system	Oil pan	Hydraulic system	Total
1,271	470	1,741	1,157	878	1,015	3,050



2.5 어셈블리 모델링 (assembly modeling)

앞서 수행한 주요 부품 모델에 대해 Fig. 2.28 과 같이 엔진 전체의 어셈블리 모델을 구성하였다. 단, 하부 갤러리 등 조선소 담당 부분에 대해서는 모델링 시 제외하였으며, 톱 브레싱(top bracing)은 공장 시운전 조건에서는 설치가 되지 않기 때문에 적용하지 않았다. 엔진 설치부(mounting)는 엔진 진동에 큰 영향을 주는 항목으로 공장 시운전 조건을 반영하여 레벨링 블록(leveling block) 및 지지대에 대한 모델을 반영하였다.

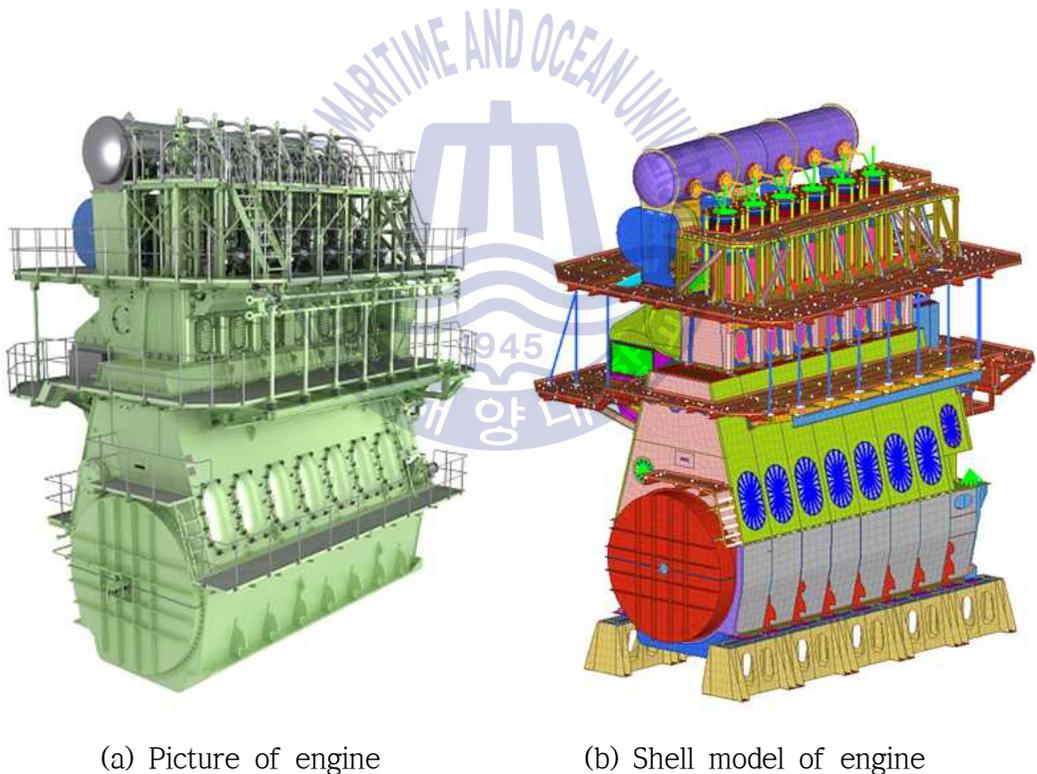


Fig. 2.28 Full assembly model of engine

일반적으로 볼트를 이용하여 부품을 연결하는 경우 유한요소 모델링 시 접촉 요소(contact element)를 이용하여 모델링 한다. 접촉 요소는 설정에 따라 선형 및 비선형 특성을 가지고 있으며, 본 과제의 경우 선형 특성을 갖는 접촉 방법 중 하나인 결합요소(tie element)를 사용하였다. 결합요소는 접촉하는 두 부재간의 상대속도가 없는 접촉요소로 선형 해석 방법에 주로 사용한다. 그러나 결합요소를 이용하여 연결하는 경우 실제보다 강성이 높아지는 문제가 발생한다. 본 연구에서는 시스템 강성에 영향이 크지 않은 작은 부품의 경우는 결합요소를 사용하였으나, H-모드에 영향을 크게 미치는 대판과 가대 연결부에는 접촉요소를 사용하기 어렵다. 특히 대판과 가대 연결부를 선형 접촉요소인 결합요소(tie element)를 적용하는 경우 높은 강성 효과로 인하여 H-모드 주파수가 1Hz 이상 높아지게 된다. 따라서 시스템 강성에 영향을 미치는 대형 부품의 경우는 조립하는 볼트 체결 효과를 반영하기 위하여 아래 Fig. 2.29 와 같이 강체 링크(RBE2, rigid link) 요소를 이용하여 노드를 1:1 또는 2:1로 연결하여 모델링 하였다.

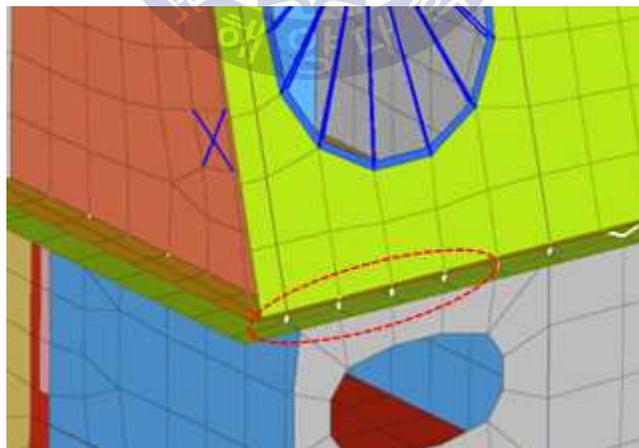


Fig. 2.29 Node coupling method between bed plate and frame box

복잡한 주물품과 강판으로 이루어진 엔진 구조물에 대해 구조물의 진동 특성을 유지하면서 간략화된 진동 해석용 모델을 구축하는 가이드를 도출하였으며 이러한 간략화에 의해 노드 개수가 7만 2천개 수준으로 줄여 많은 해석시간과 자원을 투입하지 않고서도 비교적 정확한 진동 해석을 수행할 수 있도록 하였다.

기존 방법의 경우 6방향 강성요소를 이용하여 엔진 지지부를 모델링하고 진동 측정 결과와 상관관계 분석(correlation)을 통해 강성을 유추하는 방식이었으나 본 연구에서는 레벨링 블록의 형상을 고려하여 엔진 지지부의 실제 강성을 잘 반영하도록 하였다. 대판과 가대의 연결부 모델에 대해서는 통상적인 접촉요소를 사용할 경우 과도한 강성으로 인하여 H-모드 주파수가 증가하는 문제가 있어 접촉 요소 대신 볼트 모델링 방식으로 적정 수준의 강성을 갖는 모델링이 가능하게 되었다.



제 3 장 하중 분석

엔진 진동해석을 위해서는 시스템 모델과 함께 하중 조건에 대한 분석이 필요하다. 본 연구에서는 이재훈 등의 기구학적 관계식을 이용한 하중분석 방법을 이용하여 구동부 하중을 계산하였으며, 다물체 동역학 전용 해석 프로그램인 “ADAMS (Application Development And Management System)” 프로그램 2010 버전을 이용하여 하중분석 결과에 대한 검증을 수행하였다.^[14]

3.1 기구학 분석

하중분석을 수행하기 위해서는 Fig. 3.1에 나타난 부품들의 기구학적 특성 분석이 선행되어야 한다.

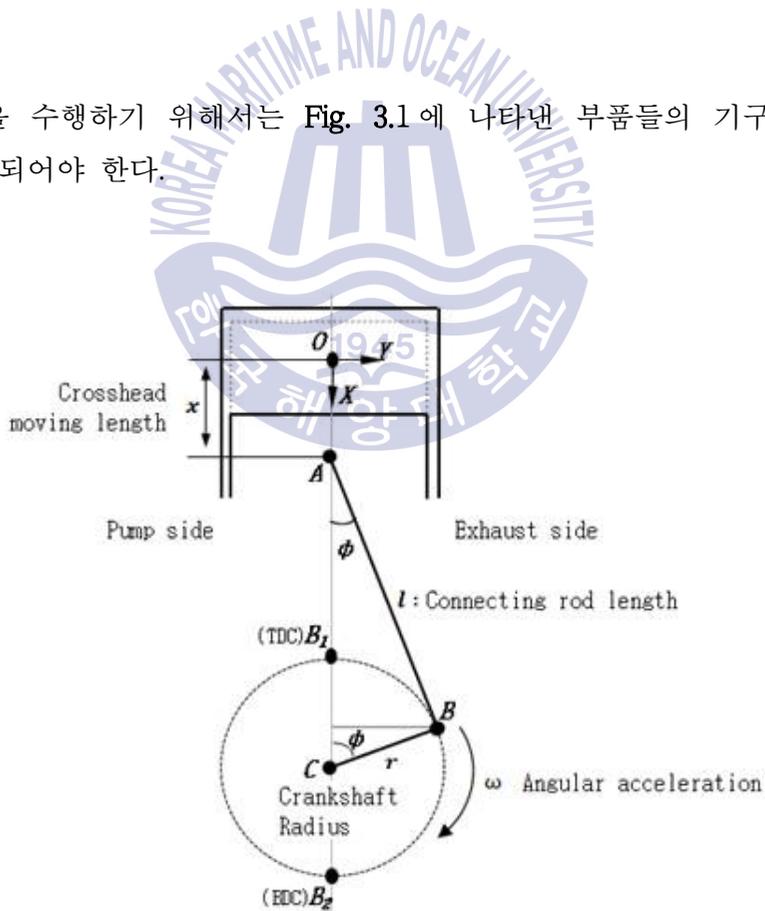


Fig. 3.1 Kinematic model of driving component

기구학 모델에 대한 분석을 위하여 다음과 같은 가정이 필요하다.

- 모든 부품은 기구학적 조인트로 연결되어 있다.
- 피스톤, 피스톤봉, 크로스 헤드는 1개의 부품으로 단순화하며, 직선 운동하는 부품들의 무게중심은 크로스 헤드 중심에 있다.
- 크랭크축은 고정점에 대해 일정한 속도로 회전하며, 윤활 특성에 따른 거동은 고려하지 않는다.

하중분석을 위해서는 직선 운동하는 부품의 운동 상태를 파악해야 한다. 이를 위하여 크랭크 각도에 따른 크로스 헤드의 변위, 속도 및 가속도 계산이 필요하며, 크로스 헤드의 변위는 아래의 식 (1)과 같이 정리가 가능하다.

$$x = OC - AC = (r+l) - (r \cos \theta + l \cos \varphi) = \{r(1 - \cos \theta) + \lambda(1 - \cos \varphi)\}$$

여기서,

$$\lambda = \frac{l}{r}$$

$$\sin \varphi = \frac{\sin \theta}{\lambda}$$

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}}$$

를 이용하여 크로스 헤드의 변위 x 를 구하면 다음과 같이 된다.

$$x = r \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \right\} \quad (1)$$

위에서 도출한 식을 급수전개 후 2차항 이하만을 고려하면 아래의 식 (2)와 같이 변위식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 x &= r \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda \left(1 - \sqrt{\frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \right\} \\
 &\doteq r \left\{ (1 - \cos \theta) + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \right\} \quad (2)
 \end{aligned}$$

변위식 (2)를 시간에 대해 미분하면 속도식을 아래의 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \frac{dx}{d\theta} = \omega \frac{dx}{d\theta} = \omega r \left(\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda} \right) \quad (3)$$

여기서,

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (N: \text{크랭크 분당회전수 [rpm]})$$

관성력을 계산하기 위해서는 가속도 성분이 필요하며, 속도식 (3)을 미분하면 식 (4)를 구할 수 있다.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d\theta}{dt} \frac{dv}{d\theta} = \omega \frac{dv}{d\theta} = \omega^2 r \left(\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{2\lambda} \right) \quad (4)$$

3.2 동역학 분석

기구학 분석을 통해 구해진 부품들의 운동 방정식을 이용하여 주요 연결부의 반력을 구하기 위해서는 강체의 운동 및 반력에 대한 동역학 계산이 필요하다. 구동부의 움직임을 2D 평면 운동으로 가정하면, 지배 방정식은 식 (5)와 같이 단순화시킬 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} \sum F_x &= ma_x \\ \sum F_y &= ma_y \\ \sum M_G &= I\alpha \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

만약 회전운동 없이 병진운동만 한다고 가정하는 경우 상기 식에서 모멘트에 관한 식은 필요가 없으므로 병진 항목만 고려하면 충분하다.

크로스 헤드의 반력을 구하기 위하여 다음과 같이 가정하였다.

- 피스톤과 실린더 라이너 사이의 마찰력은 무시한다.
- 크로스 헤드만이 측벽과 접촉하며, 상하 직선운동을 지지한다.
- 모든 측력(lateral force)은 크로스 헤드의 크로스 가이드에 작용한다.

아래의 Fig. 3.2 는 위 가정에 따라 크로스 헤드의 반력을 구하기 위한 자유 물체도를 나타낸 것이다.

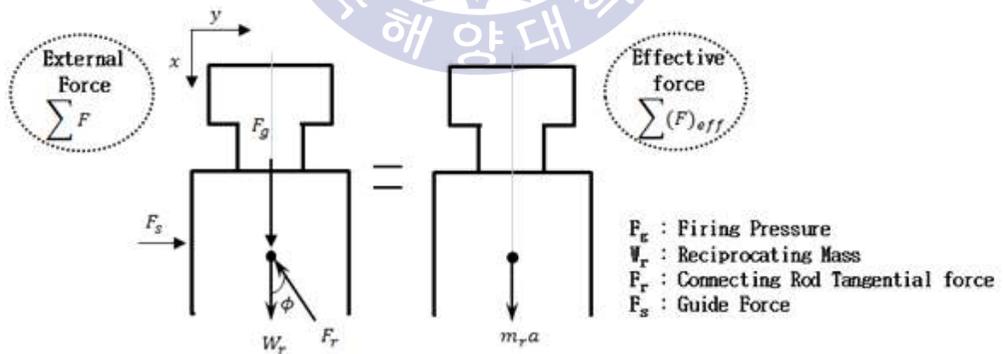


Fig. 3.2 Free body diagram of crosshead for reaction force calculation

자유 물체도를 기준으로 크로스 헤드에 작용하는 하중을 방향 별로 정리하면 아래의 식 (6), 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned}
 + \rightarrow \sum F_x &= \sum (F_x)_{eff} \\
 F_g + W_r - F_r \cos\varphi &= m_r a \\
 F_r &= \frac{F_g + W_r - m_r a}{\cos\varphi} \tag{6}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 + \rightarrow \sum F_y &= \sum (F_y)_{eff} \\
 F_s &= F_r \sin\varphi \\
 F_s &= \frac{F_g + W_r - m_r a}{\cos\varphi} \sin\varphi = (F_g + W_r - m_r a) \tan\varphi \tag{7}
 \end{aligned}$$

다음으로 메인 베어링이 받는 하중에 대한 계산이 필요하다. 이를 위하여 다음과 같이 가정을 하였다.

- 크랭크축을 중심으로 회전운동을 한다.
- 각속도는 일정하다.

아래의 Fig. 3.3 은 연접봉 축선력과 메인 베어링 하중 도출을 위한 자유 물체도를 나타낸 것이다. 여기서 F_c 와 F_t 는 각각 크랭크 핀 B에 작용하는 연접봉 축선력(F_r)을 크랭크 OB로 전하는 원심력과 이것과 직각을 이루는 접선력으로 나눈 것이다. R_x , R_z 는 메인 베어링에 작용하는 각각 횡방향 및 연직방향 반력을 나타낸다.

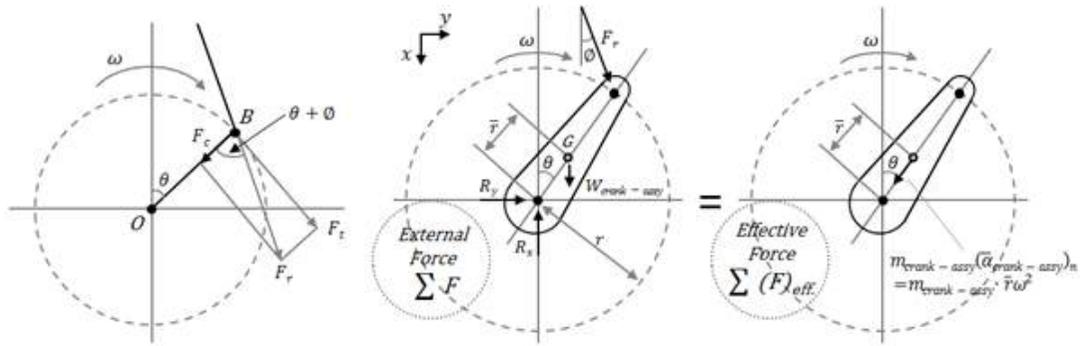


Fig. 3.3 Free body diagram of connecting rod and main bearing for reaction force calculation

우선 연결봉에 의한 축선력을 크랭크 스로우(crank throw)의 접선력과 원심력으로 나누면 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_c &= F_r \cos(\theta + \varphi) \\
 F_t &= F_r \sin(\theta + \varphi) \\
 T &= F_t r = F_r r \sin(\theta + \varphi)
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

각속도가 일정하므로 접선력은 '0'이며, 원심력에 대해 고려하면 메인 베어링 반력은 아래의 식 (9), (10)으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 + \rightarrow \sum F_x &= \sum (F_x)_{eff} \\
 F_r \cos \varphi + W_{crank-assy} - R_x &= m_{crank-assy} \bar{r} \omega^2 \cos \theta \\
 \therefore R_x &= F_r \cos \varphi + W_{crank-assy} - m_{crank-assy} \bar{r} \omega^2 \cos \theta
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 + \rightarrow \sum F_y &= \sum (F_y)_{eff} \\
 F_r \sin\varphi + R_y &= -m_{crank-assy} \bar{r} \omega^2 \sin\theta \\
 \therefore R_y &= -m_{crank-assy} \bar{r} \omega^2 \sin\theta - F_r \sin\varphi
 \end{aligned} \tag{10}$$

3.3 연소실 압력

하중 분석에 있어 가장 중요한 외력은 연소실 폭발에 따른 압력 조건으로 엔진의 부하에 따라 연소실 압력은 변동한다. 본 연구에서는 MDT 6G60ME-C 엔진을 대상으로 하고 있으며, 연소실 압력은 시운전 중 측정된 데이터를 활용하여 하중 분석 시 사용하였다. Fig. 3.4는 100% 부하에서의 압력 선도를 나타내며, 상사점(크랭크 角 0 deg) 이후 연소에 의한 압력 상승이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

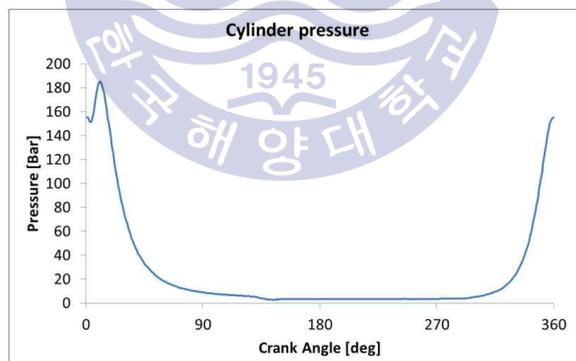


Fig. 3.4 $P-\theta$ diagram at full load

3.4 하중분석 결과 검증

기구학 및 동역학 분석을 통해 구해진 계산 하중의 검증을 위하여 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 반력 계산을 수행하였다. Fig. 3.5는

ADAMS를 이용한 1기통 엔진에 대한 기구학 해석을 수행한 것이다.

아래의 Fig. 3.6 은 가이드 슈에 작용하는 횡방향 축력을 나타낸 것으로 최대 값 기준 2.11 %, 최소값 기준 0.7%의 오차를 보이며 전체적인 경향성이 잘 일치함을 알 수 있다.

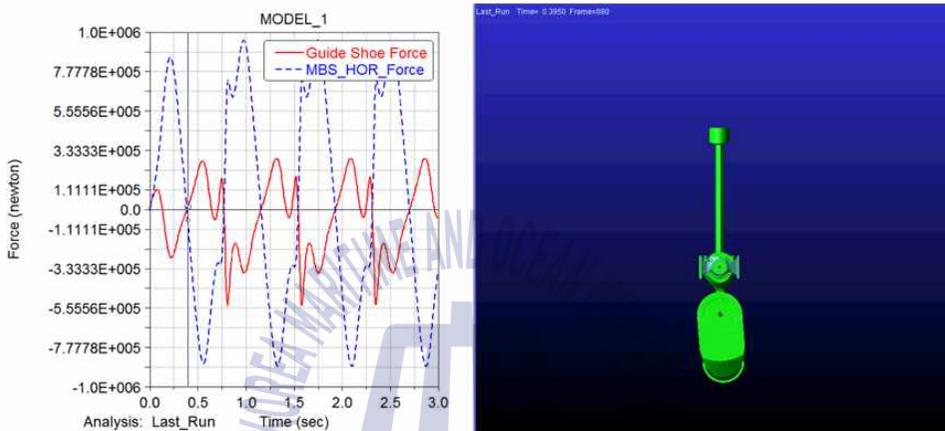


Fig. 3.5 Dynamic analysis using ADAMS

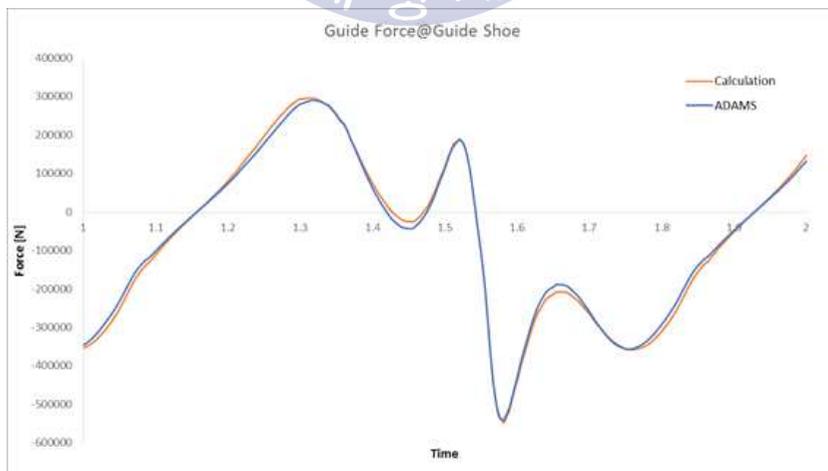


Fig. 3.6 Lateral force at guide shoe

Fig. 3.7 은 메인 베어링 횡방향 반력으로 최대값 기준 0.64 %, 최소값 기준 0.95 %의 오차를 보이며, 전체적인 경향성이 잘 일치하였다. 이를 통해 수계산을 이용한 하중 분석이 타당함을 확인하였다.

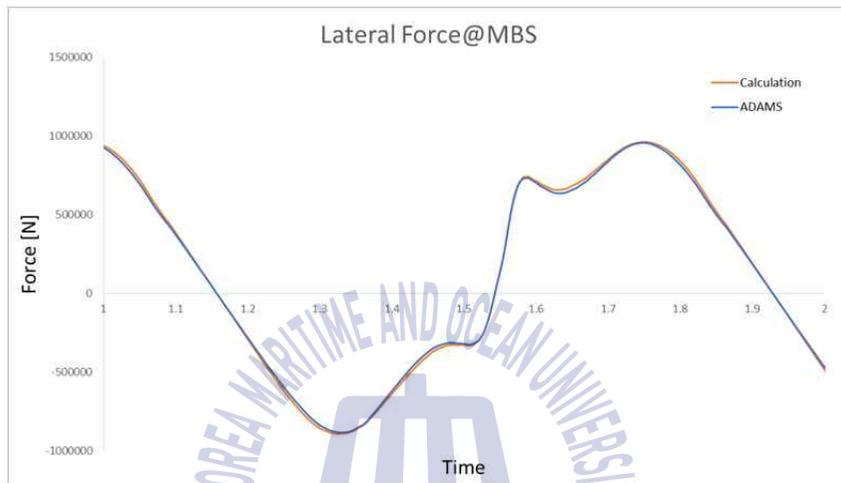


Fig. 3.7 Main bearing load at MBS

3.5 2차 모멘트 보상기

엔진의 2차 모멘트의 고유 진동수와 선체의 수직 모드(vertical mode)의 고유 진동수가 근접하여 엔진에서 발생하는 2차 모멘트의 선체에 대한 가진력이 크다고 판단되는 경우 2차 모멘트 보상기(2nd order moment compensator)를 적용하여 2차 가진력을 저감시킨다. 본 과제에서 대상으로 삼은 엔진의 경우 2차 모멘트 보상기가 적용됨에 따라 별도의 하중 분석을 진행하였다. Fig. 3.8 은 2차 모멘트 보상기의 역할을 나타낸 것이다.^[10]

2차 모멘트 보상기는 동일 구경의 엔진일지라도 기통수가 다르면 보상기의 설치 위상이 달라진다. Fig. 3.9 는 G60ME-C 엔진의 선미에서 선수 방향으로 바라볼 때 모멘트 보상기가 설치되는 위상을 나타낸 것이다. 본 연구에서는 6기통 엔진을 적용함에 따라 1번 기통 기준 105도의 위상차를 갖는다.

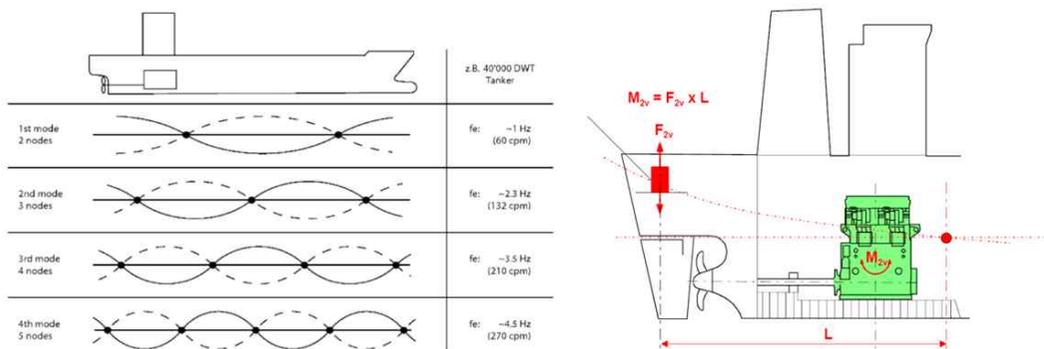


Fig. 3.8 Natural frequency of ship and role of 2nd order moment compensator

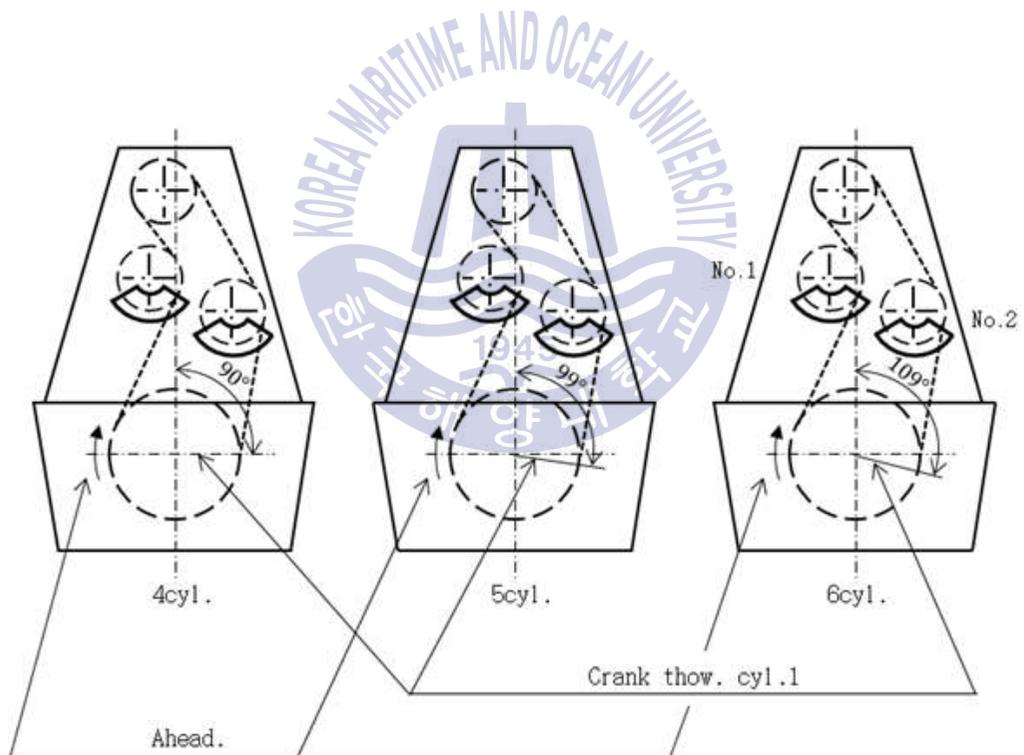


Fig. 3.9 Installation information of 2nd order moment compensator for G60ME-C engine

엔진 진동 측면에서 볼 때 2차 모멘트 보상기 또한 일종의 가진원이므로 하중 분석이 필요하다. 이를 위해서는 불평형 질량에 대한 정보가 필요하며, 아래의 Table 3.1은 G60ME-C엔진의 불평형 질량을 정리한 것이다.

Table 3.1 Unbalance weight of 2nd order moment compensator

Load	Mass, M_u [kg]	Eccentricity, r [mm]	Rotation direction	Note
No. 1	1,496	95.3	CCW	Double of engine speed
No. 2	1,702	120.6	CW	

불평형 질량에 의한 하중은 아래의 식 (11), (12)로 계산할 수 있다. 다만, 공장 시운전 진행시에는 2차 모멘트 보상기의 작동은 멈추며, 공장 조건을 고려한 해석 시에는 2차 모멘트 보상기의 하중은 제외 하였다.

$$\left. \begin{aligned}
 F_{N_{o.1}} &= M_{1,u} r_1 \times (2\omega)^2 \\
 F_{x@N_{o.1}} &= F_{N_{o.1}} \cos(30d - 2\theta) \\
 F_{y@N_{o.1}} &= F_{N_{o.1}} \sin(30d - 2\theta)
 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

여기서,

- $F_{N_{o.1}}$: No.1 2차모멘트 보상기의 회전에 의한 접선력
- $M_{1,u}$: No.1 2차모멘트 보상기의 질량
- r_1 : No.1 2차모멘트 보상기의 회전반경
- ω : No.1 2차모멘트 보상기의 회전 각속도
- $F_{x,@N_{o.1}}$: $F_{N_{o.1}}$ 접선력을 x 방향으로 나눈 힘
- $F_{y,@N_{o.1}}$: $F_{N_{o.1}}$ 접선력을 y 방향으로 나눈 힘

d : 초기 위상각
 θ : 회전각

$$\left. \begin{aligned}
 F_{\text{No.2}} &= M_{2,u} r_1 \times (2\omega)^2 \\
 F_{x@No.2} &= F_{\text{No.2}} \cos(330d + 2\theta) \\
 F_{y@No.2} &= F_{\text{No.2}} \times \sin(330d + 2\theta)
 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

여기서,

$F_{\text{No.2}}$: No.2 2차모멘트 보상기의 회전에 의한 접선력
 $M_{2,u}$: No.2 2차모멘트 보상기의 질량
 $F_{x,@No.2}$: $F_{\text{No.2}}$ 접선력을 x 방향으로 나눈 힘
 $F_{y,@No.2}$: $F_{\text{No.2}}$ 접선력을 y 방향으로 나눈 힘



제 4 장 해석과 측정에 의한 연성진동 검증

4.1 모드 해석

진동해석에 앞서 엔진 조립 모델의 적정성과 이에 따른 고유 모드를 확인하기 위하여 모드 해석을 수행하였다. 특히 저속엔진의 주요 진동모드인 H-모드, L-모드, X-모드를 확인하였으며, 아래의 Table 4.1은 모드 해석 결과를 정리한 것이다. 결과를 살펴보면 주요 진동모드는 20 Hz 이하이며, 20 Hz 이상에서는 주로 갤러리 부품의 국부 모드가 지배적으로 나타나는 것을 알 수 있다.

Table 4.1 Mode analysis result

Order	Frequency [Hz]	Comment
1	5.64	Crankshaft axial mode
2	11.64	H-mode
3	12.27	Oil pan 1 st mode
4	12.51	L-mode
5	12.68	Oil pan 2 nd mode
6	14.76	Gallery-lower local mode
7	17.35	Oil pan 3 rd mode
8	18.12	X-mode
9	18.86	Oil Pan 4 th mode
10	19.21	Exhaust gas receiver 1 st mode(lateral)
11	21.04	Aft end @gallery upper maneuvering, vertical bending mode
12	21.76	Aft end @gallery upper rear, vertical bending mode
13	22.51	Fore end @gallery upper maneuvering & rear vertical bending mode
14	22.93	Aft end @gallery top, longitudinal bending mode
15	23.42	Fore end @gallery upper rear & lower rear, accessory part vertical bending mode
16	23.97	Gallery upper, twist mode

Fig. 4.1 은 엔진 전체가 횡방향으로 같은 위상으로 진동하는 H-모드 진동을 나타 낸 것이고, Fig. 4.2 는 엔진 전체가 길이 방향으로 하나의 절을 갖는 L-모드 진동을 나타 낸 것이다. Fig. 4.3 은 길이 방향으로 하나의 절을 갖는 X-모드 진동을 나타 낸 것이다.

Fig. 4.4 는 엔진의 본체의 H/L/X-모드와 같이 움직일 때 갤러리가 상하 방향으로 움직이는 국부진동으로 과진동이 발생했을 때 선원들이 진동을 가장 많이 체감하며 나아가 갤러리에 장착된 전장 패널이나 기기류에 악영향을 미치는 진동이다. 엔진 본체에 비해 중량이 작은 관계로 엔진본체 진동에 미치는 영향은 미미한 편이다.

Fig. 4.5 는 엔진 대판 하부에 조립되는 기름받이의 국부 진동으로 엔진본체 진동에 미치는 영향은 미미하다. 그러나 진동이 심할 경우에는 북소리와 같은 소음을 유발하기도 한다.

Fig. 4.6 은 엔진 갤러리 상단에 위치한 배기관외의 국부 진동을 보여 준다. 주로 배기가스의 맥동에 의해 비교적 높은 주파수의 엔진 앞뒤 방향 진동을 일으킨다. 그림에서 나타난 진동은 비교적 높은 주파수로 발생하여 엔진본체 진동에 미치는 영향은 미미하다.

엔진 전체 조립 모델에 대해 모드 해석을 한 결과, 엔진 본체의 H/L/X-모드의 모드 형상과 고유진동수, 엔진 본체에 조립되는 주요 연소 및 기타 부품들의 모드 형상과 고유진동수 등을 살펴보았을 때, 앞서 제 3 장에서 설정한 가정과 모델링 및 조립 방안이 타당한 것임을 알 수 있다.

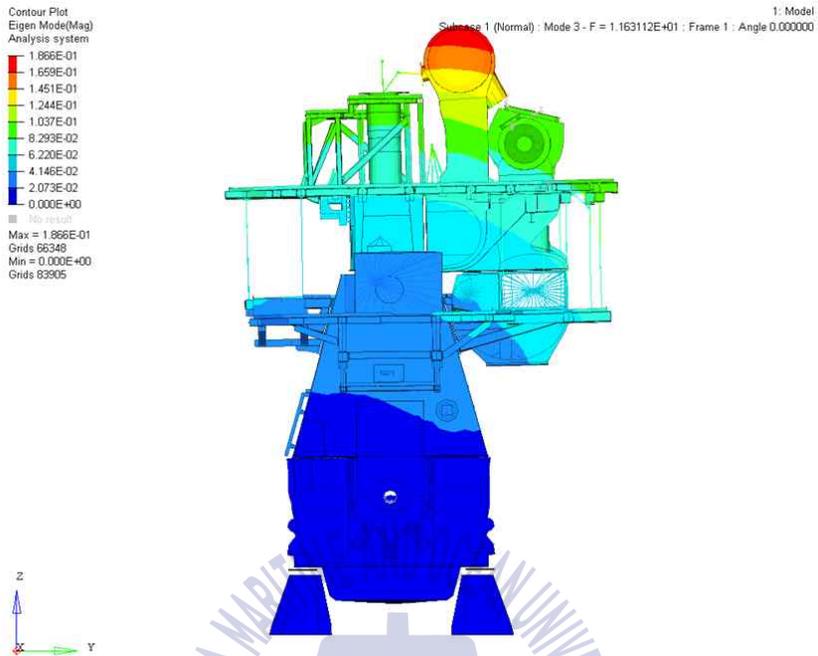


Fig. 4.1 H-mode of engine

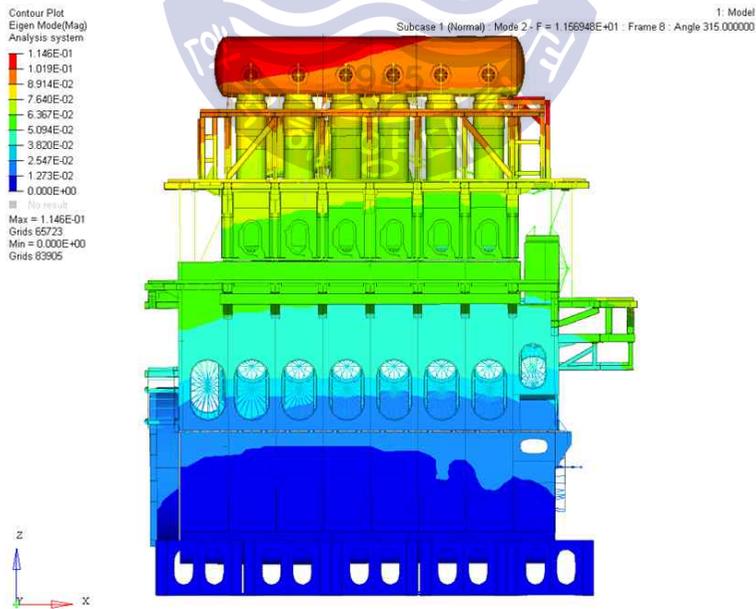


Fig. 4.2 L-mode of engine

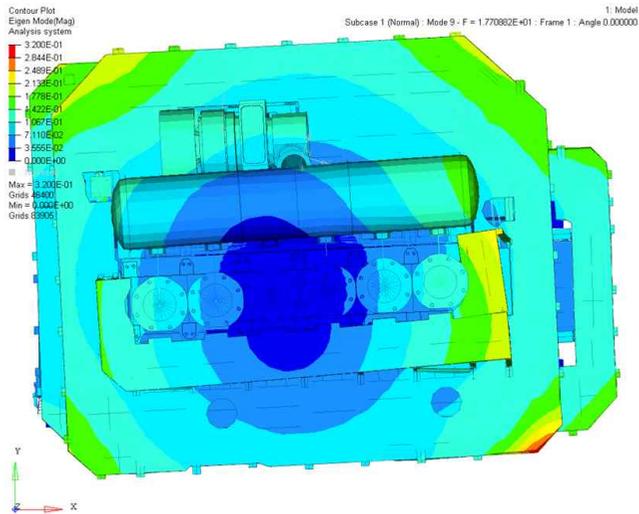


Fig. 4.3 X-mode of engine

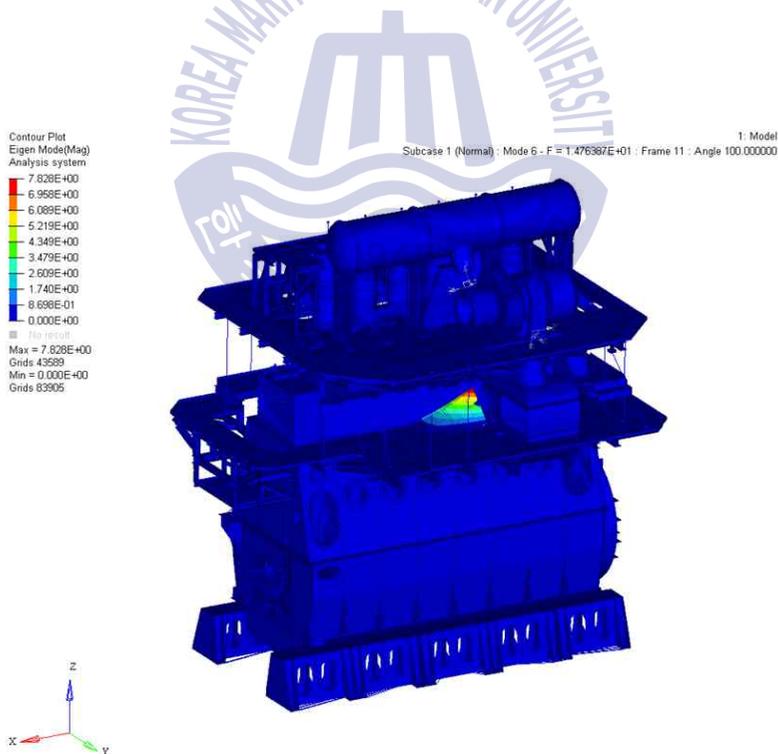


Fig. 4.4 Local mode of gallery

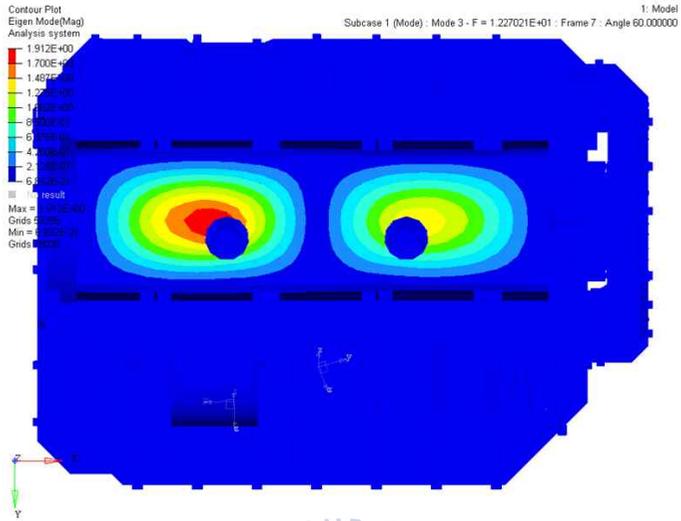


Fig. 4.5 1st mode of oil pan

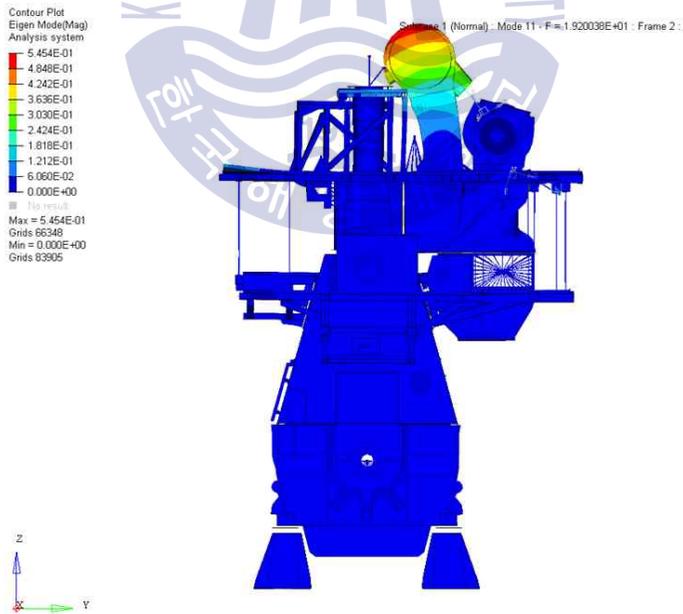


Fig. 4.6 1st mode (lateral) of exhaust gas receiver

4.2 해석 방법 및 결과

시스템에 대한 진동 해석 방법을 크게 두 가지로 나뉘볼 경우 가장 일반적인 방식의 주파수 영역(frequency domain)에서의 응답해석(response analysis) 방법과 시간 영역(time domain)에서의 과도해석(transient analysis) 방법으로 볼 수 있다. 본 연구에서는 시간 영역에서 시스템의 진동을 평가하는 방식 중 하나인 모달 과도해석(modal transient analysis) 방법으로 접근하였다.

4.2.1 가이드 포스 단순화와 1점 가진

모달 과도해석은 모드 중첩법을 이용하여 구조물의 응답을 구하는 것으로 선형탄성 변위 해석에만 적용이 가능하다. 모드 중첩법을 이용하는 경우 크로스 헤드 이동에 따른 하중의 비선형 특성으로 인하여 적용이 불가함에 따라 본 연구에서는 크로스 헤드의 상하 이동에 따른 비선형적인 하중 조건에 대해 일정한 위치에 고정된 형태로 선형화를 진행하였으며, 크로스 헤드 이동에 따른 하중 효과를 반영하고자 아래의 Fig. 4.7 과 같이 일점 하중과 모멘트의 형태로 단순화하였다.

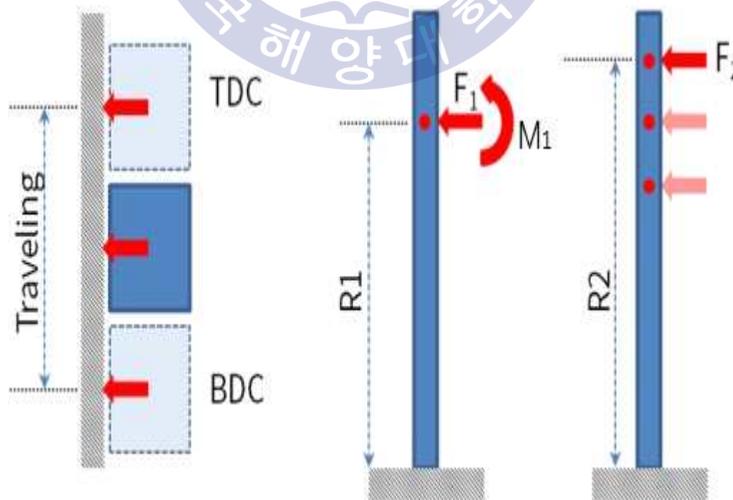


Fig. 4.7 1(one) point excitation method

일반적으로 실린더에 작용하는 가진력의 경우 피스톤의 이동에 따라 작용점이 수시로 바뀌게 된다. 그러나 위의 그림과 같이 작용점이 고정된 조건으로 가정하고 모멘트 효과를 하중으로 변환하는 경우 아래의 식 (13)과 같이 등가하중 F_{eff} 로 표현이 가능하다.

$$\begin{aligned}
 F_1 \times R_1 + M_1 &= F_2 \times R_2 \\
 M_1 &= F_M \times R_1 \\
 F_{eff} = F_1 + F_M &= F_2 \times \frac{R_2}{R_1}
 \end{aligned} \tag{13}$$

위 식에 대한 검증을 위하여 단기통 모델을 구성하고 진동 특성을 검토하였다. Fig. 4.8 은 단기통 메인 구조물에 대해 크로스 헤드가 고정된 경우(일점) 경우와 움직이는 경우(이동)에 대해 나타낸 것이다.

단기통 엔진에 대한 3D 모델을 구하기 어려워 본 논문에서 사용한 엔진과 달리 검증 대상 엔진은 WinGD X72를 대상으로 하였으며 동일한 엔진 구동 메카니즘을 고려할 때 1점 가진(1 point excitation)의 타당성을 검증하는 데는 무리가 없다. 아래의 Table 4.2 는 엔진 제원을 나타낸 것이다.

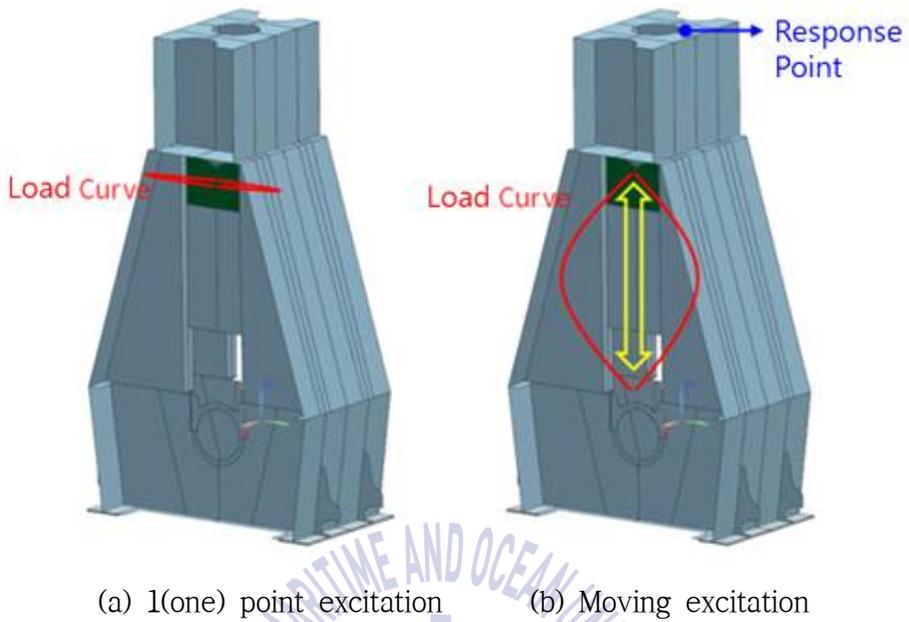


Fig. 4.8 1(one) point excitation and moving excitation model

Table 4.2 Engine specification for 1(one) point excitation

Item	Specification
Engine type	WinGD X72
Applied parts	Column, bedplate, cylinder jacket
Cylinder No.	Single cylinder (2 Section)
Max. speed	89 rpm
Bore / stroke	720 mm / 3,086 mm
FE model	Major shell thickness : 50 mm Node 19,883 / Element 13,736
Analysis method	Transient Analysis

일점 하중 가진 방법에 대한 검증을 위하여 가진 조건은 아래의 Table 4.3 및 Fig. 4.9 와 같이 단순 하중을 입력하였다.

Fig. 4.10 은 일점 및 이동(moving) 가진하중의 해석을 통해 Fig. 4.8 의 응답점에서의 진동변위와 진동속도를 나타낸 것이다. 그림에서 진동속도의 경우, 해석 수렴에 너무 많은 시간이 소요되어 수렴 중간에 확보한 그래프로 두 가진 방법에 따른 차이가 없어 이동 가진하중 대신 일점 가진 하중의 적정성 판단에는 무리가 없다.

Table 4.3 Excitation force of 1(one) point and moving excitation

Model	Travelling length [mm]	Applied load [MN]	Contact condition of guide shoe
Model 1 (1 point)	fixed	± 2.319	-
Model 2 (Moving)	2,800	± 3.0	Frictional 0.12

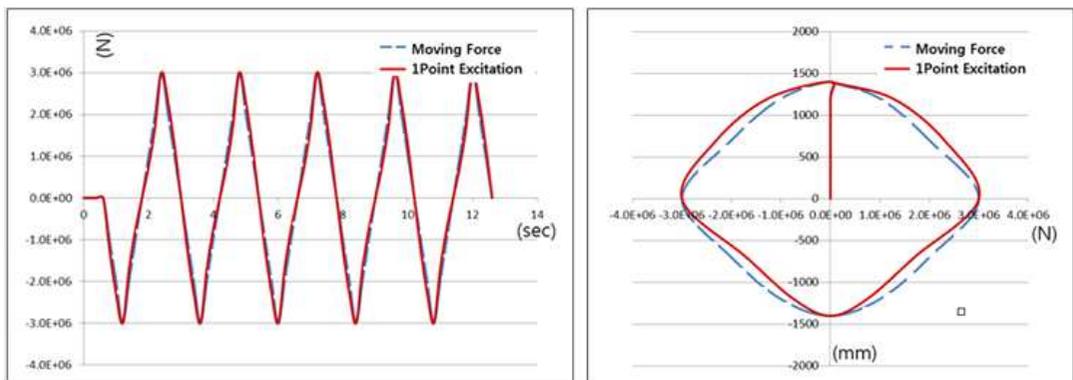


Fig. 4.9 Excitation force of 1(one) point and moving excitation

이를 아래의 Table 4.4 처럼 일점 및 이동 가진하중 결과를 수치로 비교해 보면 이동 가진하중 모델 대비 $\pm 1\%$ 오차를 보여 일점 하중 가진 방법의 타당성을 확인할 수 있다.

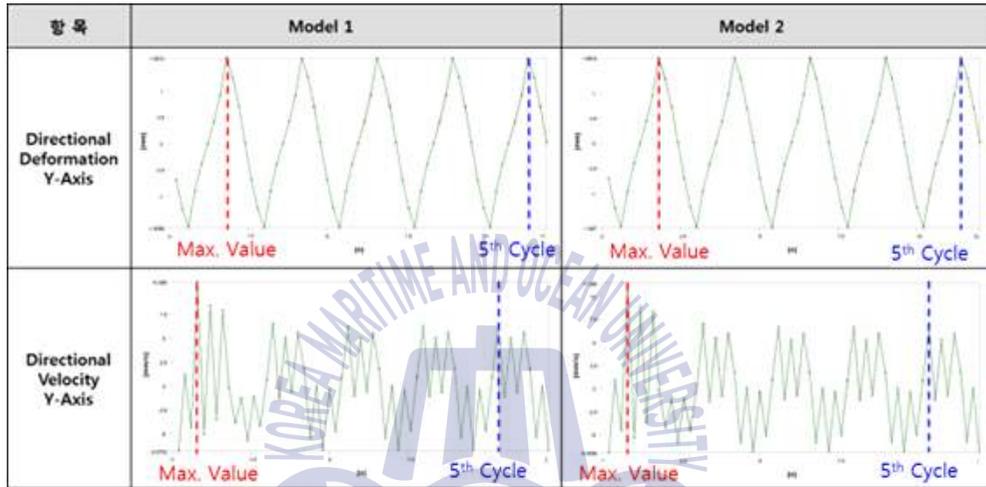


Fig. 4.10 Vibration analysis result of 1(one) point and moving excitation

Table 4.4 Vibration analysis result of 1(one) point excitation and moving excitation

Item	Model 1 (1 point)	Model 2 (Moving)	Accuracy	Note
Directional Deformation Y-Axis	1.6092 mm (12.0 sec)	1.6240 mm (12.0 sec)	99.1 %	5th cycle
Directional Velocity Y-Axis	6.3364 mm/s (11.0 sec)	6.2669 mm/s (11.0 sec)	101.1 %	

4.2.2 모달 과도해석(modal transient analysis)

모달 과도 해석에 대한 이론적 배경의 이해를 위하여 “MSC Software User Manual(2012)”의 내용을 참조하였으며, 모달 과도해석의 이론적 배경 등은 참고 문헌을 통해 확인 가능하다.^[16]

일반적으로 모달 방법(modal method)은 대형 모델, 시간 간격이 많은 경우, 저주파수로 가진 되는 경우에 효과적이거나, 0이 아닌 초기 조건은 부과할 수 없다. 또한 모달 감쇠 항이 아닌 임의의 감쇠를 적용하는 경우 비연성(decoupling)되었던 운동 방정식에 연성됨에 따라 모달 방법의 효과는 줄어들게 된다. 따라서 임의의 감쇠가 필요한 경우에는 직접 과도 해석(direct transient analysis) 형태로의 변경이 필요하다. 그러나 감쇠비가 낮은 경우 대각 요소만 고려할 수 있어 모달 방법을 사용할 수 있는데 본 연구에서는 모달 감쇠 비(modal damping ratio)의 형태로 감쇠를 적용하였으며, 감쇠비는 일반적인 조립 구조물의 감쇠 수준인 3%의 낮은 값을 적용하였으므로 모달 방법의 적용이 가능하다.

모달 방법을 적용하는 경우 해석 정도를 높이기 위해서는 충분한 모드 개수가 필요하나 모드의 개수가 늘어날수록 해석 시간 또한 늘어나게 된다. 일반적으로는 관심 주파수 영역의 2~3 배 범위의 모드를 포함하여 해석을 진행하며, 본 연구에서는 메인 구조물의 횡방향 진동을 평가하므로 관심 영역인 30 Hz를 기준으로 관심주파수의 약 3배 수준인 100 Hz까지의 모드를 사용하였다.

4.2.3 엔진 본체진동 측정 결과

엔진 본체진동 측정은 MAN Diesel & Turbo 6G60ME-C 엔진을 대상으로 수행하였으며 측정위치는 아래 Fig. 4.11 과 같이 실린더 프레임(cylinder frame) 상단의 선수(fore) & 선미(aft) 방향 각 1개 위치에서 측정을 수행하였다. Table 4.5 는 측정 대상 엔진의 제원을 나타낸 것이다.

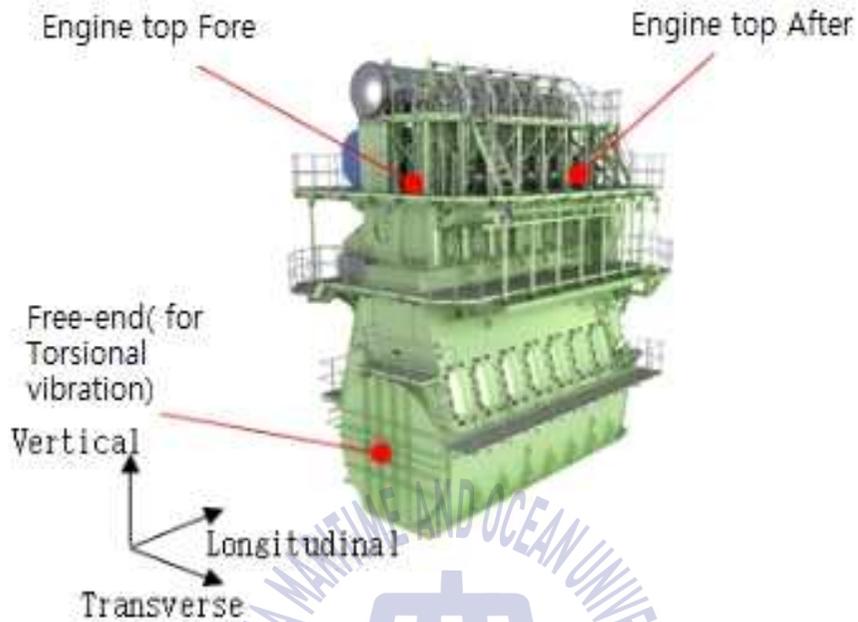


Fig. 4.11 Measurement point of vibration

Table 4.5 Engine specification & measurement overview

Item		Contents
Engine type		MDT 6G60ME-C
Power rating (SMCR)		10,900 kW × 77.8 rpm
Vibration measurement	Condition	Test bed
	Position	Engine vibration : Top cylinder frame fore / aft Torsional vibration : Crankshaft free-end
	Vibration item	Engine body & torsional vibration

Fig. 4.12 는 실린더 프레임 선수와 선미 위치에서 좌우방향(transverse)의 진동 속도 측정값을 시간 영역(time domain)으로 나타낸 것이다.

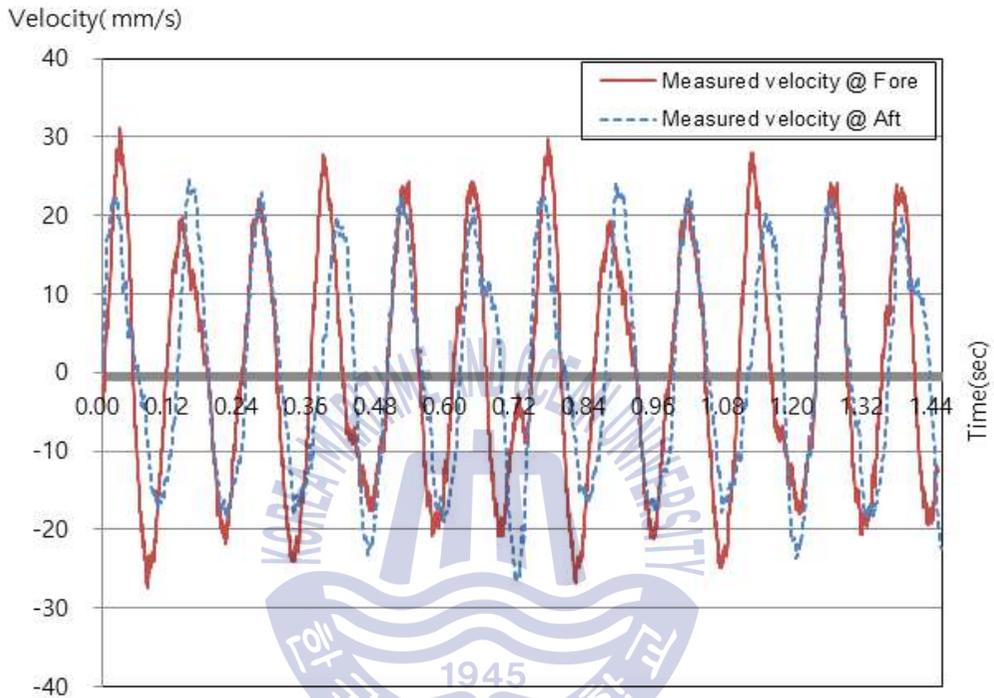


Fig. 4.12 Measurement data of transverse velocity at cylinder frame

4.2.4 엔진 본체 모달해석 결과

엔진본체 강제진동 해석은 측정결과와 비교하기 위해 동일한 조건인 100% 부하조건에 대해 진동 해석을 수행하였으며, 아래의 Fig. 4.13 과 Fig. 4.14 는 엔진 실린더 프레임 선수와 선미위치에서 본체진동 측정결과와 해석결과를 보여준다. 전반적인 경향은 두 결과가 추종하는 모습을 보이나, Table 4.6 과 Table 4.7 의 분석 결과를 보면 최대 진동값은 측정 대비 선수는 약 24%, 선미는 약 15% 작게 나타나는 결과를 보였다.

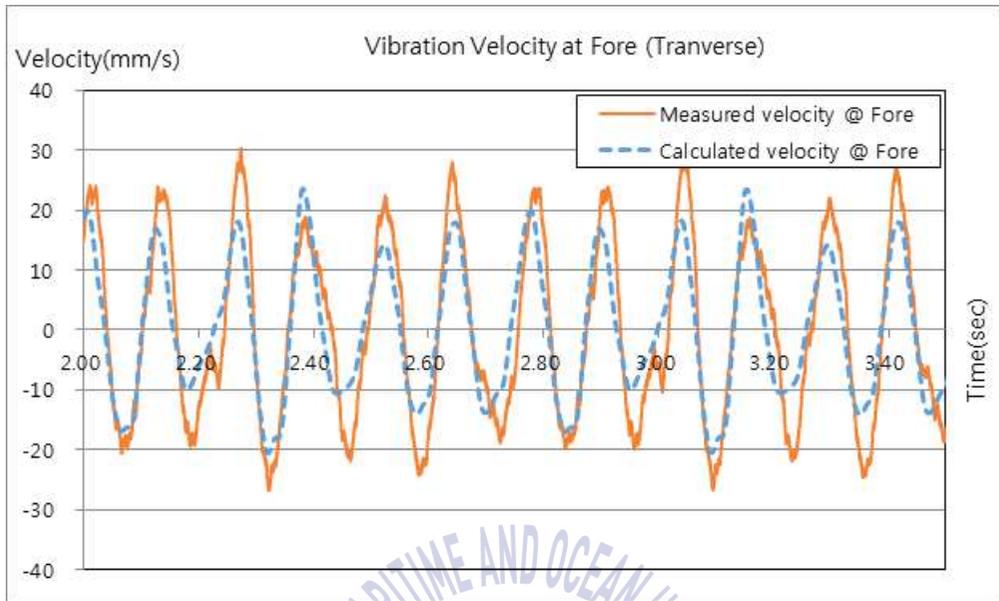


Fig. 4.13 Comparison of transverse velocity at cylinder frame fore

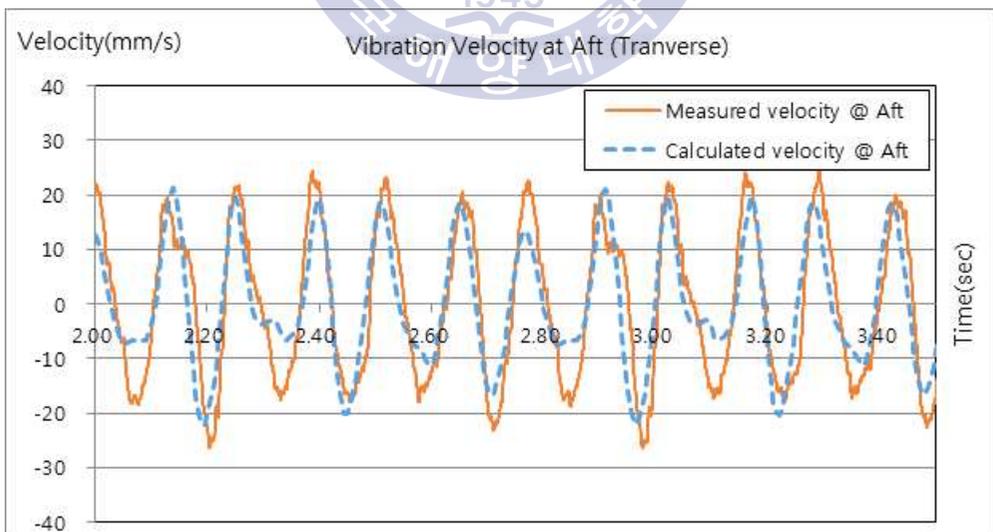


Fig. 4.14 Comparison of transverse velocity at cylinder frame aft

Table 4.6 Comparison result of vibration at cylinder frame fore
(simulation vs measurement)

fore	Velocity [mm/s]		
	Max.	Min.	Peak-to-peak
Analysis	23.6	-20.7	44.3
Measurement	31.1	-27.5	58.5
Deviation [%]	-23.9	-24.8	-24.3

Table 4.7 Comparison result of vibration at cylinder frame aft
(simulation vs measurement)

Aft	Velocity [mm/s]		
	Max.	Min.	Peak-to-peak
Analysis	21.3	-22.3	43.6
Measurement	24.5	-26.5	51.0
Deviation [%]	13.1	15.8	14.5

Figs. 4.15, 4.16 은 선수와 선미방향 본체 진동의 시간 영역(time domain)값을 주파수 변환(FFT)하여 주파수 영역(frequency domain)에서 비교한 결과를 나타낸 것이다. 각 정점(peak) 위치의 주파수 값을 기준으로 분석하면 1번 정점 위치는 가진력 주성분(6차)에 의한 진동이며, 2번은 H-모드 공진, 4번은 가진력 2차 성분, 6번은 X-모드 공진, 7번은 배기관 길방향 모드 공진으로 보여진다. Tables 4.8, 4.9 는 실린더 프레임 선수와 선미 위치의 정점 주파수(peak frequency)와 예상 원인을 정리한 것이다.

Table 4.8 Peak frequency at cylinder frame fore and expected cause

Peak No.	Frequency [Hz]		Expected cause
	Measurement	Analysis	
1	7.81	7.81	1st order of excitation
2	11.72	11.72	H-mode resonance
3	14.26	-	11th order of torsional vibration
4	15.63	15.63	2nd order of excitation
5	16.80	-	13th order of torsional vibration
6	18.16	18.16	X-mode resonance
7	19.34	19.53	Local lateral mode exhaust gas receiver

Table 4.9 Peak frequency at cylinder frame aft and expected cause

Peak No.	Frequency [Hz]		Expected cause
	Measurement	Analysis	
1	7.81	7.81	6th order of excitation
2	11.72	11.72	H-mode resonance
3	14.26	-	11th order of torsional vibration
4	15.62	15.43	12th order of excitation
5	16.80	-	13th order of torsional vibration
6	18.16	18.16	X-mode resonance
7	19.34	19.34	Local lateral mode exhaust gas receiver

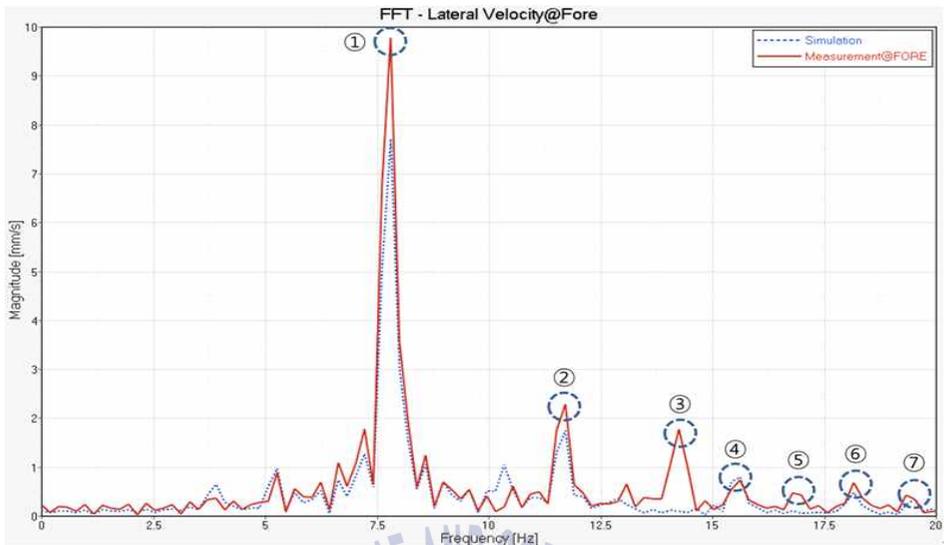


Fig. 4.15 FFT result of measurement and simulation at cylinder frame fore

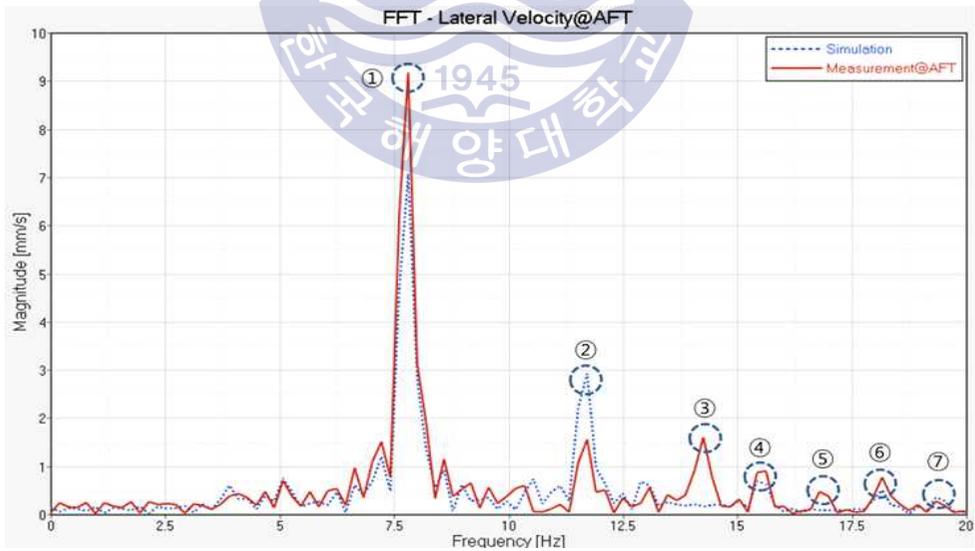


Fig. 4.16 FFT result of measurement and simulation at cylinder frame aft

상기 분석결과에 알 수 있듯이 전반적으로 해석과 측정 결과가 잘 일치하는 것이 확인되었다. 그러나 Tables 4.8, 4.9 와 Figs. 4.15, 4.16 에서 보는 바와 같이 3번 및 5번의 정점이 엔진 본체진동의 측정 결과에서 나타나는데 해석 결과에서는 나타나지 않았다. 이에 대한 원인 분석결과, 해당 진동성분은 크랭크축 비틀림진동의 11차와 13차 진동 차수의 고유진동수와 일치하는 것으로 밝혀져 엔진본체 진동이 크랭크축 비틀림진동과 연관성이 있을 것으로 추정하였으며, 이를 검증하기 위해 비틀림진동 해석 및 측정을 추가 수행하였다.^[15]

4.3 크랭크축 비틀림진동 및 본체진동 연성 검증

4.3.1 크랭크축 비틀림진동 해석

비틀림진동과 본체 연성진동 검토를 위한 대상엔진의 명세는 하기 Table 4.10 과 같다. 공장 시운전 조건에서의 비틀림진동은 짧은 중간축(coupling shaft) 길이와 프로펠러 회전관성모멘트 대비 동력계의 낮은 관성모멘트로 인해 공진 회전수가 선박 설치조건 보다 높게 존재하는 경향을 보인다. 앞 절의 유한요소해석 모델 검증 대상엔진의 경우 비틀림 공진회전수 대비 엔진 운전 회전수 영역이 좁아 비록 높은 차수(11, 13차)에서 일부 연성이 관찰되기는 하나, 본체 진동 진폭값이 작아 명확한 연성효과 검증이 어려울 것을 판단된다. 따라서 연성진동 효과 검증을 위한 대상엔진은 사전 검토를 통해 운전 회전 영역 내에 높은 비틀림진동 값을 가지고 상대적으로 운전 회전수 영역이 더 높은 엔진으로 재 선정하였다. 새로 선정된 엔진의 공칭연속최대출력 (SMCR, Specified Maximum Continuous Rating)은 13,450 kW, 87 rpm 으로 연속최대회전수가 약 10 rpm 정도 더 높다.

비틀림 및 본체 연성진동 검토를 위해 먼저 대상엔진의 공장 시운전 조건에서의 비틀림진동 해석을 수행하였으며, Fig. 4.17 은 비틀림진동 계산에 사용된 등가모델을 보여주고 있다. 비틀림진동 계산과 관련된 사항은 여러 논문 및 연구에서 이미 다루어진 사항으로 본 연구에서는 상세한 설명은 생략하고자 한다. 본 논문에 사용된 비틀림진동 등가모델링 방법 및 계산 절차 등은 언급한 참고문헌을 통해 확인 가능하다.^{[17][18][19]}

Table 4.10 Specification and shafting system of 6G60ME-C engine

Engine	Type	6G60ME-C
	Cylinder bore x stroke	600 mm × 2,790 mm
	Power rating(SMCR)	13,450 kW × 87 rpm
	Oscillating mass	6,278 kg/cylinder
	Firing order	1-5-3-4-2-6
	M.O.I of tuning wheel	47,000 kgm ²
	M.O.I of turning wheel	25,000 kgm ²
Coupling shaft	Shaft diameter	φ500
	Shaft length	462 mm
Dynamometer	M.O.I of dynamometer	9,400 kgm ²

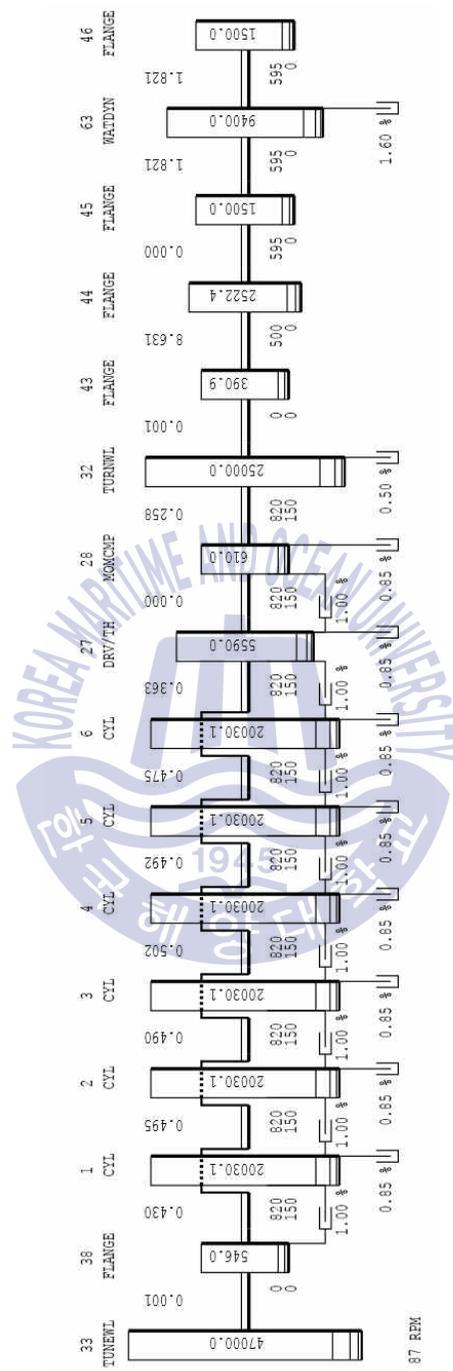


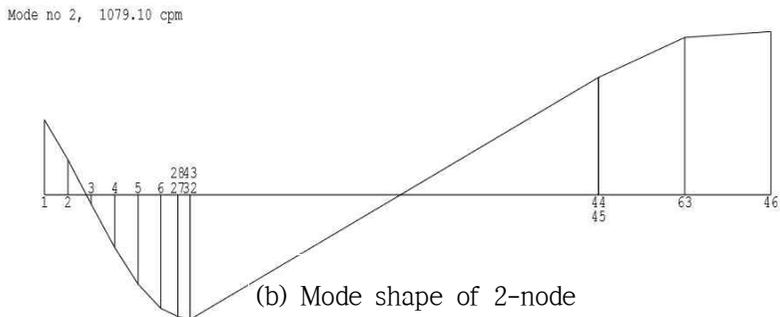
Fig. 4.17 Layout of torsional vibration calculation at shop test (6G60ME-C)

Table 4.11 Critical speed of each natural frequency

1-node (735.33 cpm)		2-node (1,079.10 cpm)	
Order	Critical speed [rpm]	Order	Critical speed [rpm]
8	91.9	11	98.1
9	81.7	12	89.9
10	73.5	13	83.0
11	66.8	14	77.1
12	61.3	15	71.9
13	56.6	16	67.4
14	52.5	17	63.5
15	49.0	18	59.9
16	46.0	19	56.8
17	43.3	20	54.0



(a) Mode shape of 1-node



(b) Mode shape of 2-node

Fig. 4.18 Mode shape of torsional vibration

공장 시운전 조건에서의 비틀림진동 해석 결과, 1절 및 2절 모드의 고유진동수는 각각 735 cpm, 1079 cpm으로 계산되었으며, 이를 각 차수별 위험회전수로 정리하면 Table 4.11 과 같으며 비틀림진동에 의한 1절 및 2절 진동의 모드형상(Mode shape)은 Fig. 4.18 과 같다. Fig. 4.19 는 각 실린더별 비틀림 각속도를 나타낸 것으로 가장 큰 정점인 81.7 rpm은 1절 진동의 고유진동수인 735 cpm을 9차로 나눈 값이 되는데 이는 비틀림진동의 주 위험회전수가 81.7 rpm에서의 1절 9차 진동으로 확인된 것이다. 10차, 11차, 12차 진동은 각각 차례대로 73.5 rpm, 66.8 rpm, 61.3 rpm에서 정점이 보인다.

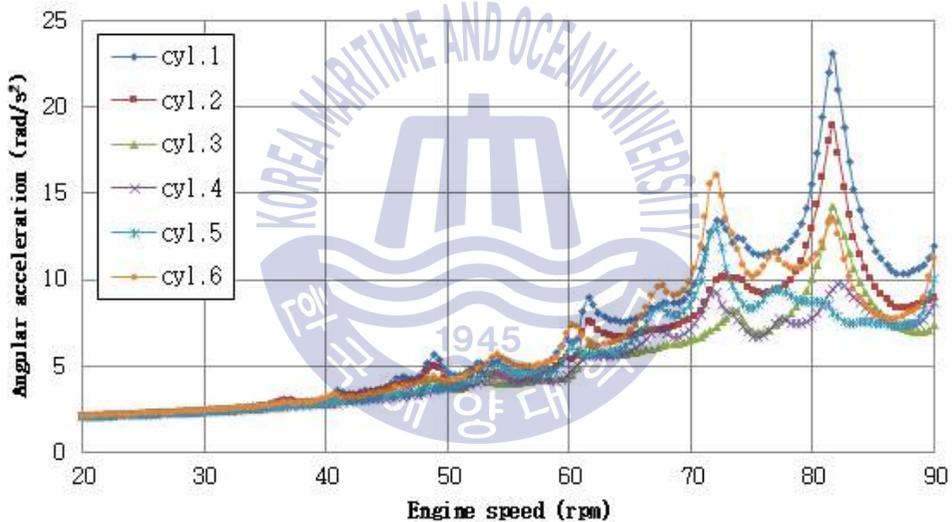


Fig. 4.19 Angular acceleration at crankshaft

4.3.2 측정을 통한 비틀림진동 및 본체진동 연성 검토

Figs. 4.20, 4.21 은 엔진의 선수(fore)와 선미(aft) 위치에서 측정한 엔진본체 진동값을 차수 분석(order tracking)하여 나타낸 것이다. Fig. 4.21 을 자세히 살펴보면 엔진본체 진동의 10차, 11차 진동이 각각 82 rpm, 74 rpm 부근에서 나타나는데 9차 진동이 10차 진동 정점 근처인 81.0 rpm에서 나타난다. 10차 진동 82.0 rpm은 엔진본체 진동의 고유진동수인 810 cpm의 10차수로 나눈 값 81.0 rpm과 비슷하며 엔진 본체진동의 9차 정점의 회전수를 같은 방법으로 계산하면 연속최대회전수 87 rpm보다 높은 90 rpm에서 나타나야 하나 실제로 81.0 rpm에서 정점이 나타나고 있다. 따라서 81rpm의 정점은 엔진본체 진동의 정점이 아니라 크랭크축 비틀림진동의 1절 고유진동 738 cpm(계산치)을 9차수로 나눈 82.0 rpm과 거의 일치한다. 이는 9차 진동은 엔진본체 진동이 크랭크축 비틀림진동에 의해 연성된 것임을 나타낸다.

Fig. 4.22 는 크랭크축의 선수 방향 끝(free end)에서 측정한 비틀림 각가속도를 나타낸 것으로 9차, 10차, 12차, 15차 비틀림진동의 정점이 각각 82.0 rpm, 73.8 rpm, 61.5 rpm, 49.2 rpm에서 나타난다. 앞에서 언급한 82 rpm이 비틀림진동 9차 진동에서 기인한다는 것을 알 수 있다. Figs. 4.23, 4.24 는 비틀림진동과 엔진본체 진동을 주요 차수별로 분리하여 나타 낸 것으로 Fig. 4.24 의 엔진본체 진동 9차 진동을 살펴보면 82 rpm에서 비틀림진동에 연성된 정점을 볼 수 있다. Fig. 4.21 의 엔진본체 진동 측정치에서 잘 나타나지 않은 13차 진동은 차수별로 분리했을 때 Fig. 4.24 에서 뚜렷이 나타나는 것을 알 수 있다.

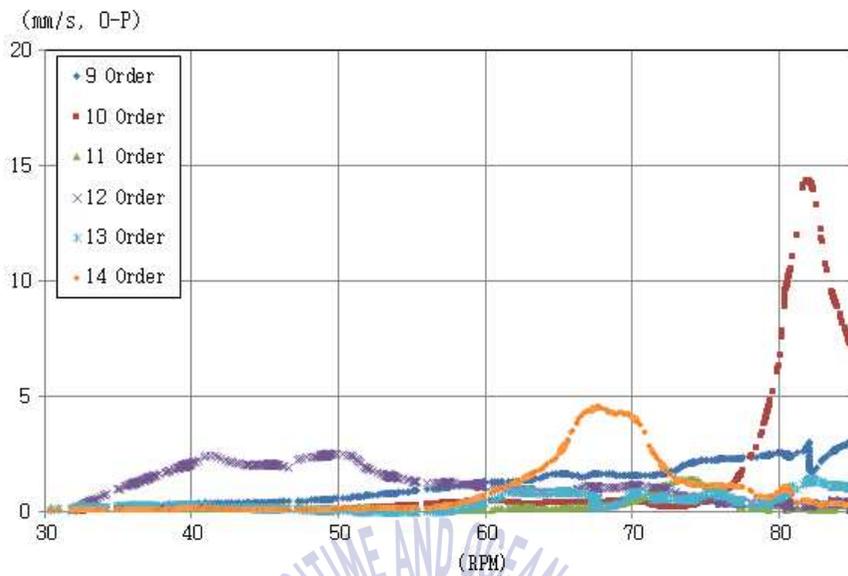


Fig. 4.20 Measurement result at cylinder frame fore

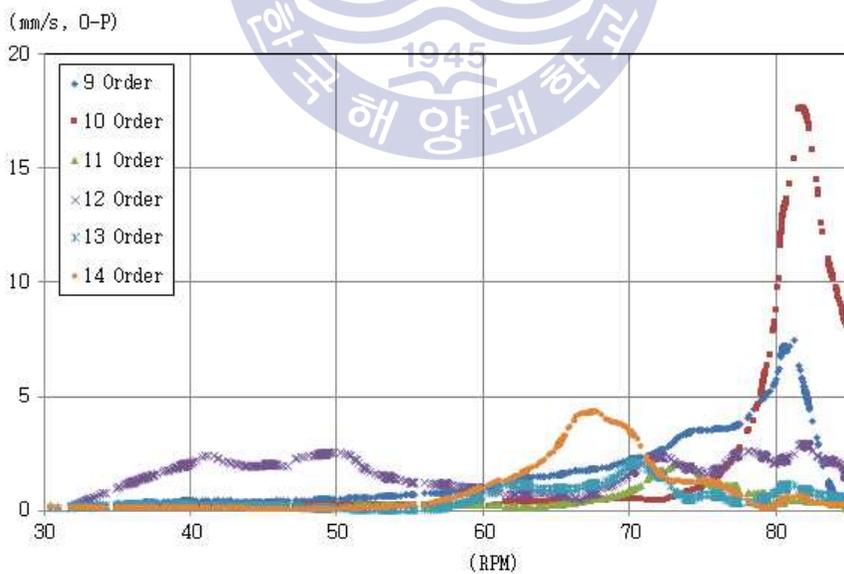


Fig. 4.21 Measurement result at cylinder frame aft

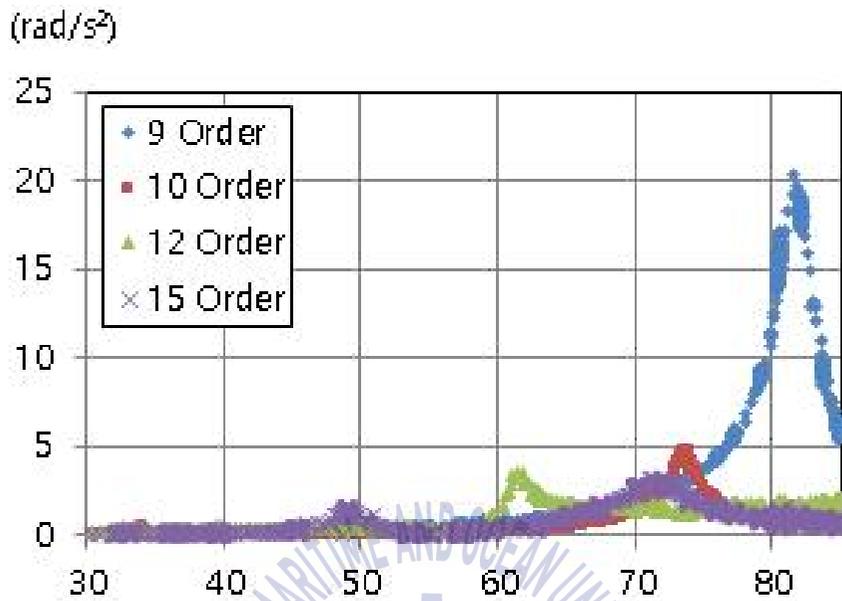


Fig. 4.22 Measured torsional angular acceleration at crankshaft free-end



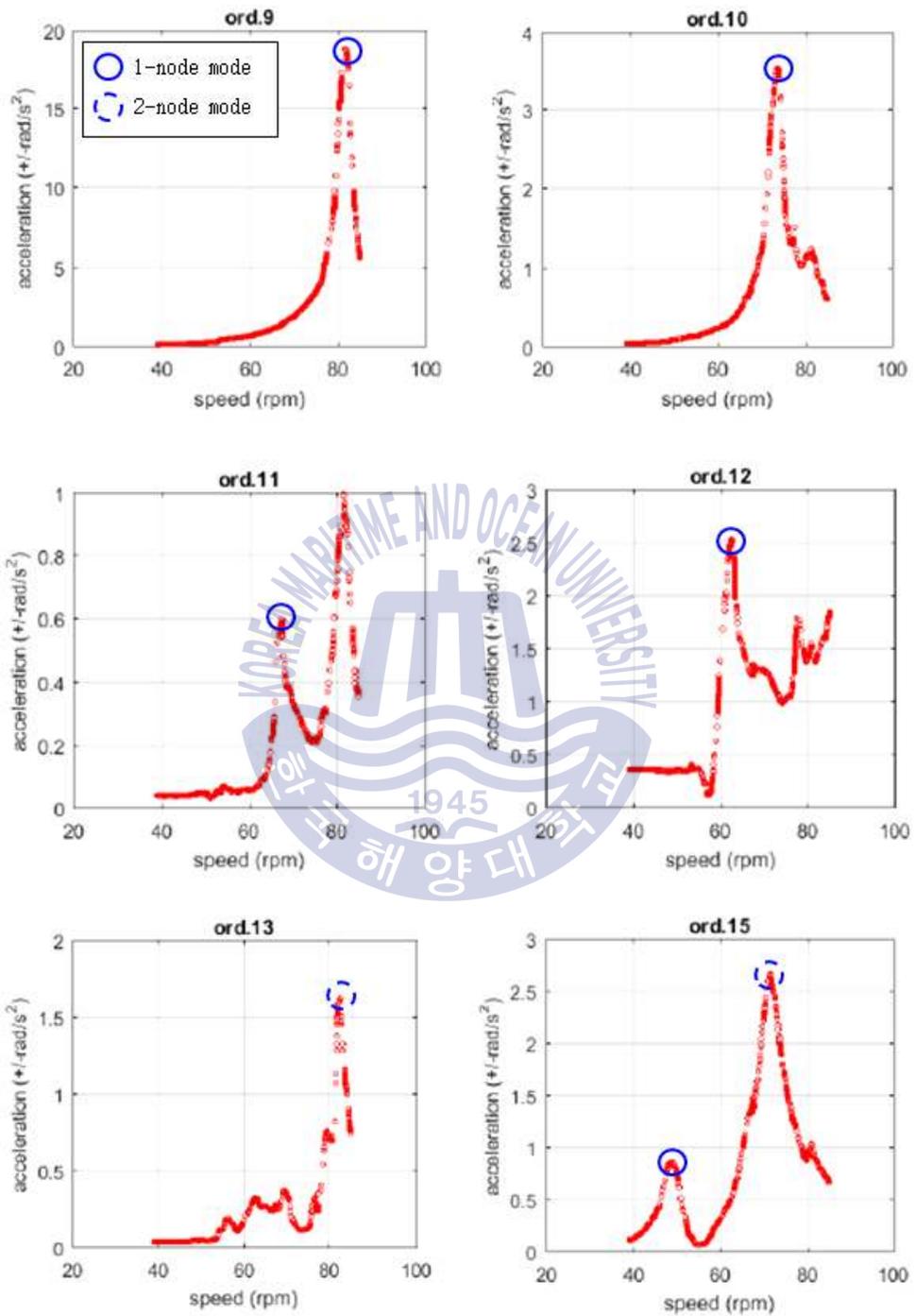


Fig. 4.23 Measurement data of torsional vibration

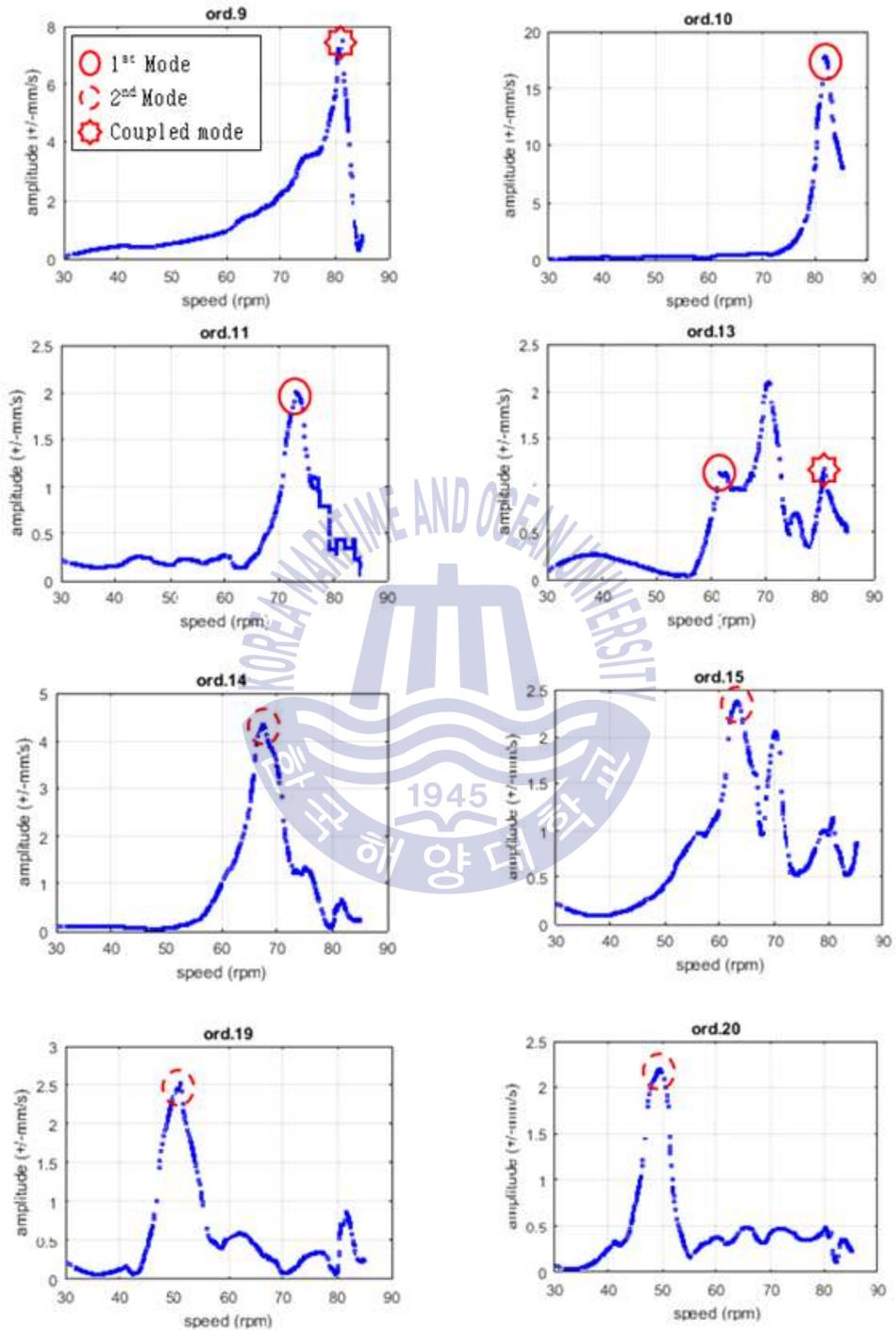


Fig. 4.24 Measurement data of engine body vibration

Tables 4.12, 4.13 은 추출된 주요 진동성분을 바탕으로 본체 및 비틀림진동의 고유진동수, 정점에 대해 각 차수와 회전수를 정리한 결과이다. 따라서 엔진 본체 진동의 해석 정확도 향상을 위해서는 이와 같이 축계 진동과 연성되어 나타나는 엔진본체 진동에 대한 고려가 필요할 것으로 판단된다.^[20]

해석 및 측정결과 사이에서 정점이 발생하는 각 차수의 회전수는 잘 일치하는 반면 정점 크기의 경우 조금씩 오차가 발생하는데 그 원인으로는 구동 부품 해석 모델의 정합성 부족 즉, 가이드 슈에 작용하는 실제 하중과 수학적 계산 결과의 차이, 피스톤 봉 조립체(piston rod assembly)의 자체 공진에 의한 영향 등으로 추정된다. 이 부분에 대해서는 추가적인 검증 및 정합성 확보가 요구되나, 피스톤 봉의 경우 피스톤 링(piston ring)과 실린더 라이너(cylinder liner)의 연결 상태 등에 대한 해석모델 구현이 어렵고 엔진 주요 구동 부품의 윤활유에 의한 감쇠효과 등은 이론적 접근이 현실적으로 한계가 있다고 판단된다.

따라서 본 연구에서는 해석결과의 정확성 향상 및 확보를 위해 해석 및 측정 결과를 비교하여 엔진의 감쇠 및 비틀림진동에 의한 가이드 포스의 전달손실을 추정하여 하중 값을 산출하고 이를 해석에 활용하였다.

Table 4.12 Natural frequency of torsional vibration

Peak No.	Natural frequency [cpm]	Order (rpm)
1 node	738	9(82.0), 10(73.8), 11(67.1), 12(61.5), 15(49.2)
2 node	1065	13(81.9), 15(71.0)

Table 4.13 Natural frequency of engine body vibration

Peak No.	Natural frequency [cpm]	Order (rpm)
1st mode	810	10(81.0), 13(62.3), 11(73.6)
2nd mode	952	14(68.0), 15(63.5), 19(50.1), 20(47.6)
Coupled mode	738	9(82.0), 13(56.8)

4.3.3 크랭크축 비틀림진동과 엔진 본체진동의 연성진동 해석 및 검증

크랭크축 비틀림진동과 엔진 본체의 연성진동 해석을 위해서는 앞서 본체 진동해석 수행에 적용된 엔진의 실린더 폭발압력 및 관성력 이외 크랭크축의 비틀림진동에 의해 발생하는 비틀림 토크(vibratory torque) 성분 중 엔진의 크로스 헤드를 통해 엔진의 H & X 모드진동에 영향을 주는 접선방향의 비틀림 가진 토크를 고려하여야 한다. 비틀림진동에 의한 엔진본체 진동 기진력은 비틀림진동계산을 통해 확보한 비틀림 토크를 크랭크축 중심방향으로 작용하는 원심력(radial force)과 접선력(tangential force)으로 분리하고 여기서 추출된 접선력(tangential vibratory torque)을 가스 폭발압력 및 관성력에 의해 발생하는 엔진 기진력에 합산하여 가이드 포스를 산출하면 된다.

Fig. 4.25 는 가스 폭발력과 관성력을 가이드 포스로 변환한 것이며 Fig. 4.26 은 비틀림진동 해석을 통해 각각 추출한 크랭크축의 1번에서 6번 실린더 위치(Fig. 4.17 에서 1~6번 실린더의 질점)에서 발생하는 크랭크축의 진동토크(vibratory torque)를 가이드 포스로 환산하여 각각 나타 낸 것이다. Fig. 4.27 은 가스 폭발력, 관성력 및 비틀림진동을 합성한 가이드 포스를 나타낸 것이며, 비틀림진동에 의한 본체 진동의 연성 효과를 찾기 위해 이를 엔진 본체 과도진동해석(transient vibration analysis)을 위한 기진력으로 적용하였다.^[21] Fig. 4.27 의 합성된 가이드 포스를 보면 크로스헤드가 가이드 서포트를 따라 상하 운동을 하면서 크랭크축 비틀림진동의 영향을 받아 엔진 본체를 더 짧은 주기인 비틀림진동 주기로 가진하고 있는 것을 알 수 있다.

유한요소 모델을 활용한 본체 진동해석의 정확도 확보를 위해서는 앞서 서론에서도 잠시 언급하였듯이 엔진 지지부(foundation)의 감쇠(damping)와 크랭크축 비틀림진동에 의해 발생하는 엔진의 가이드 포스를 정확한 산정하는 것이 중요하다.

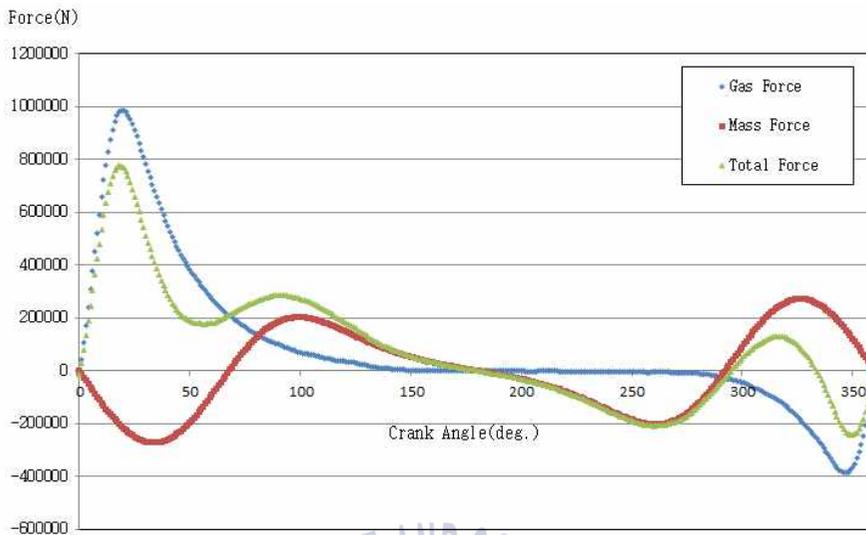


Fig. 4.25 Guide force of gas and mass

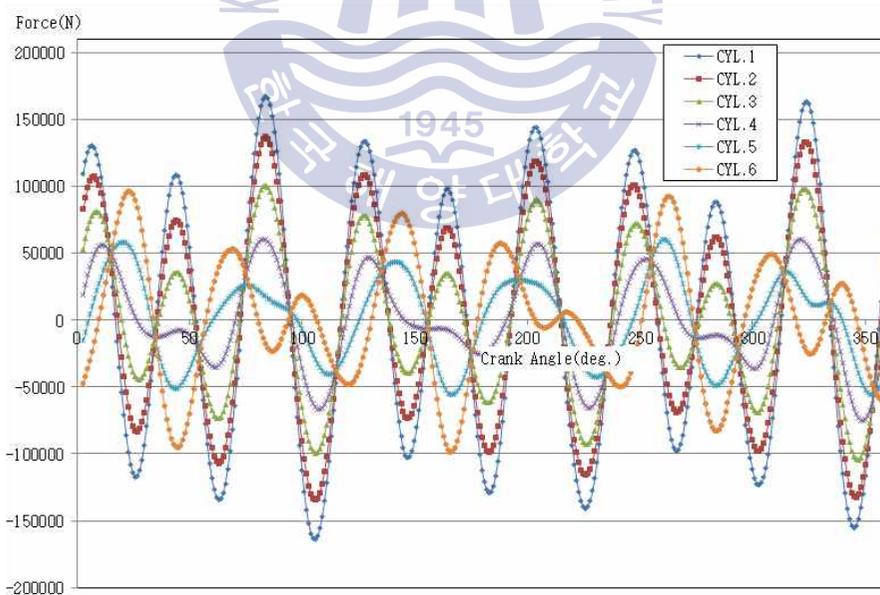


Fig. 4.26 Guide force of crankshaft torsional vibration

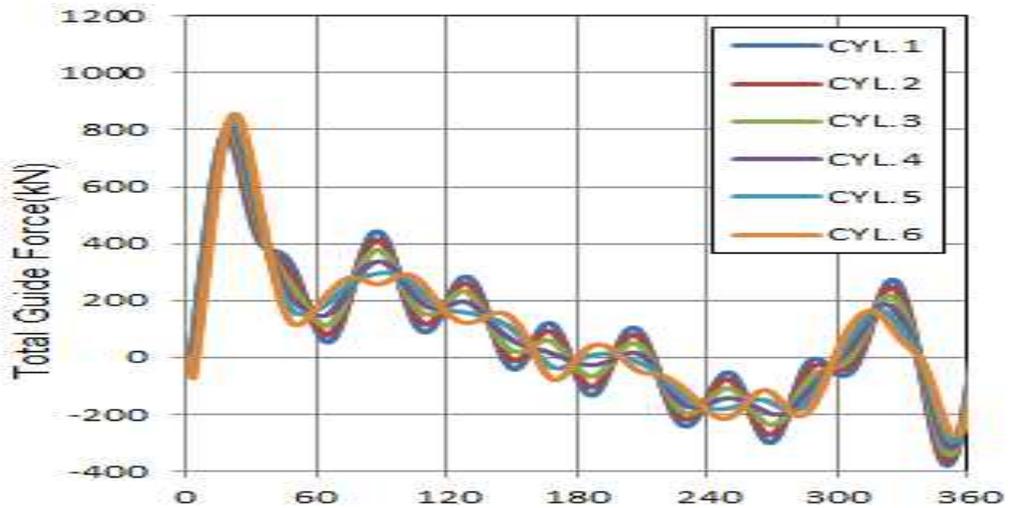


Fig. 4.27 Synthesized guide force of gas / mass and crankshaft torsional vibration

본 논문에서는 엔진 지지부 감쇠 및 전달 손실의 추론을 위해 여러 엔진기종에 대한 엔진본체 진동측정 및 해석 결과 비교검증을 통해 엔진 지지부의 감쇠를 산정하였으며, 그 결과 공장 시운전 조건에서 엔진 지지부의 감쇠값은 시운전대에서 엔진의 조립 위치에 따라 차이는 있었으나, 약 0.02~0.07 사이에 존재하는 것으로 추정되었다. 또한, 비틀림 가진력의 전달 손실을 예측하기 위해 앞서 추론한 감쇠를 적용하여 동일 기종에 대해 엔진본체 진동해석을 수행하고 이를 측정결과와 비교하여 전달손실을 역산하는 방식으로 비틀림진동에 의한 가진력 손실을 산출하였다. 그 결과 비틀림진동에 의한 가진력의 40~60%를 고려한 해석수행 결과가 측정치와 유사한 값을 나타내는 것으로 확인하였다. 따라서 본 논문의 해석은 상기 산출결과에 근거하여 엔진 지지부 감쇠는 0.02 ~ 0.07을 적용하고 전달손실은 40% 즉, 비틀림진동에 의한 가진력의 60%를 가이드 포스로 고려하여 해석을 수행하였다.

유한요소 모델을 활용한 엔진본체 진동해석은 앞서 언급한 비틀림진동에 의한 연성 효과 검증을 위해 비틀림진동 계산 및 측정을 통해 확인된 연성진동의 주 기 진력인 9차 성분의 공진회전수(81.7 rpm)를 중심으로 ± 5 rpm(즉, 77, 82, 87 rpm)에서 각각 엔진 본체의 과도진동해석을 수행하였다. Figs. 4.28~4.30은 세 군데 회전수에서의 해석값을 주파수 영역으로 변환한 결과를 각각 나타낸 것인데 비틀림진동과 엔진 본체진동의 연성효과를 상세히 검증하기 위해 주 연성진동 성분인 9차 성분을 별도로 추출하여 각 진동의 연성여부를 확인하였다. Fig. 4.28과 Fig. 4.30에서 낮은 값을 보였다가 Fig. 4.29에서 높은 값을 보이는 12.3 Hz의 정점을 살펴 보면 $12.3 \text{ Hz} \div (82 \text{ rpm} \div 60 \text{ rpm/Hz})$ 에서 9차 진동임을 알 수 있고 이를 분당 진동수로 환산하면 738 cpm (82×9)으로 크랭크축 비틀림진동의 1절 진동에 기인한다는 것을 알 있다.

Fig. 4.31은 과도진동 해석수행 결과와 측정된 본체 및 크랭크축 비틀림진동의 9차 성분을 같이 나타낸 그래프이다. 해석결과 엔진본체 진동의 최대 공진점은 82 rpm 부근으로 확인되었으며, 이는 크랭크축 비틀림진동의 9차 공진이 발생하는 구간으로 엔진본체 진동이 크랭크축 비틀림진동에 의해 가진되어 연성된 것을 알 수 있다. 또한 측정된 본체진동의 진동값 대비 해석된 진동값은 비교적 유사한 경향을 보임을 확인 할 수 있었다. 측정값과 해석값의 차이는 앞에서 언급한 엔진 지지부 감쇠 및 전달 손실의 차이에서 오는 것으로 보인다.

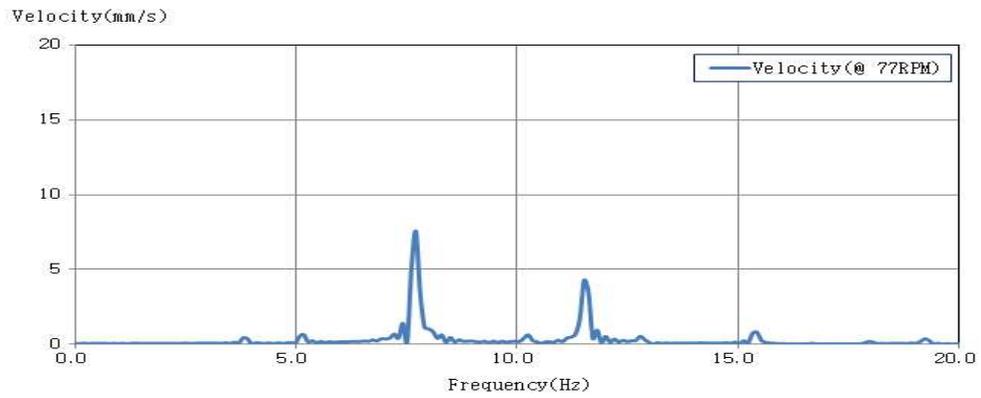


Fig. 4.28 Calculated engine vibration at 77 rpm

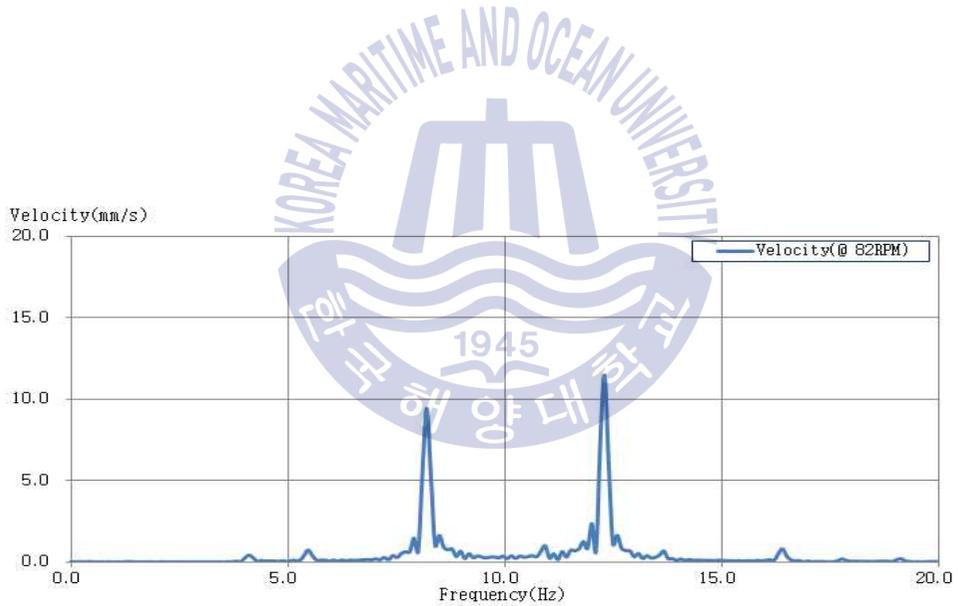


Fig 4.29 Calculated engine vibration at 82 rpm

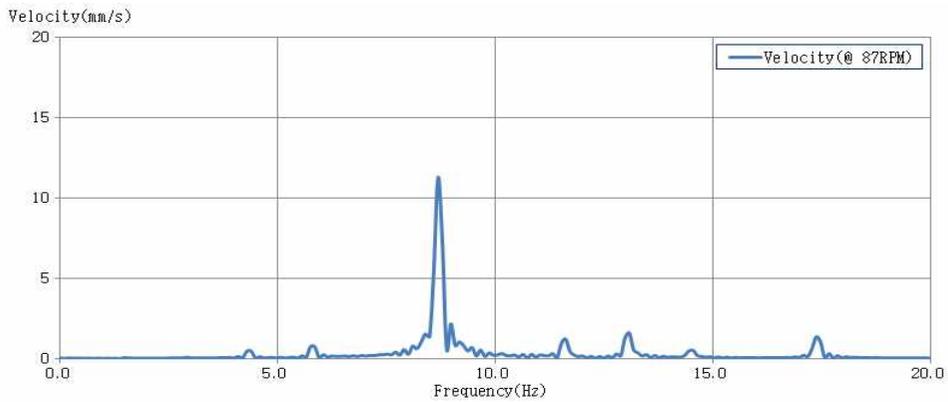


Fig. 4.30 Calculated engine vibration at 87 rpm

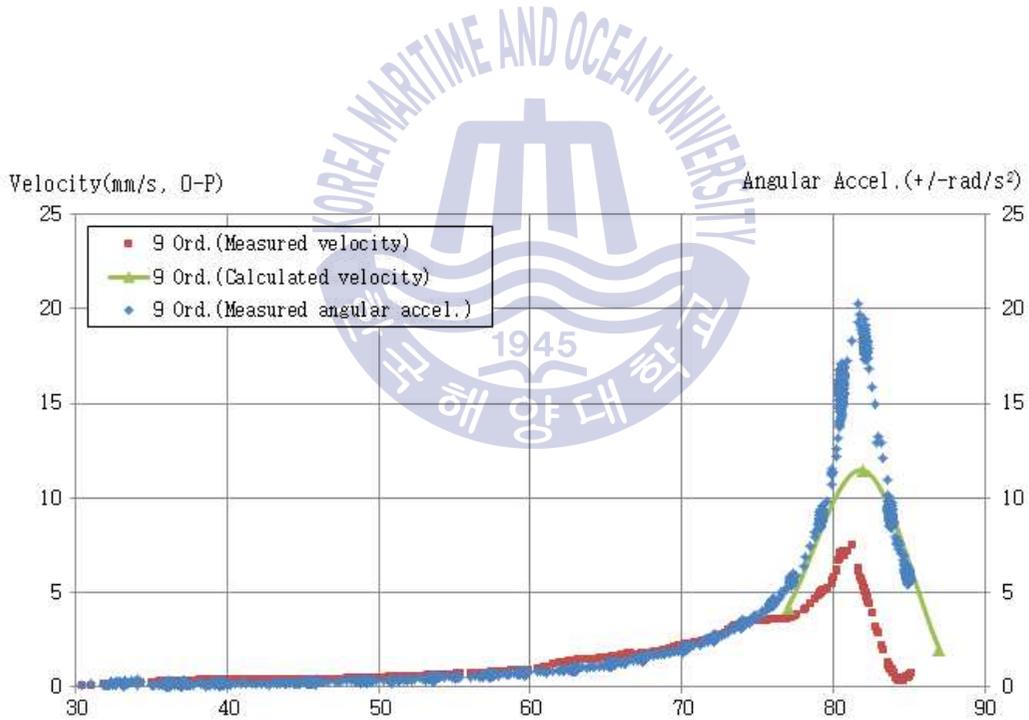


Fig. 4.31 Comparison of calculated and measured results for 9th order

제 5 장 결 론

지금까지 엔진본체 진동해석은 엔진제작사 등에서 제시하는 엔진 단순화 모델을 이용하여 자유진동 해석을 수행 후 엔진 구조물에서 발생하는 강제모드를 예측하고 엔진 지지부의 강성 변경이나 톱 브레이싱 설계를 위해 수행하였다. 이 해석에 사용된 단순화 모델의 경우 엔진의 강제모드를 예측하기 위한 것으로 구조물의 강성 평가를 위해 메인 구조물의 등가두께만을 고려한 것이다. 그리고 단순화 모델의 경우 메인 구조물 외의 부품들은 생략하였기 때문에 연소실 폭발 압력과 구동부품의 운동에 의해 발생하는 엔진의 진동 거동을 정확히 예측하기에는 어려움이 있었다.

따라서 본 논문에서는 엔진구조물에 대하여 고유진동수, 강제진동 응답과 같은 정확한 진동예측을 위해 엔진 주요 구조/구동 부품뿐만 아니라 의장 부품을 포함한 모델을 생성하고, 3D 모델링 해석결과와 비교/검증을 통해 단순화 모델에 대한 정합성을 확보하였으며, 엔진 전체 해석모델에 대해 가스 폭발력과 관성력, 비틀림진동토크를 고려한 강제진동해석을 수행하였다.

강제진동해석을 통해 계산된 엔진본체 진동응답과 공장 시운전시 측정된 진동응답을 상호 비교함으로써 해석모델의 신뢰성을 검증하였다. 이를 통해 엔진 본체진동 응답해석을 위해 각 엔진 구조물의 해석 모델링 방법론을 제시하고 크랭크축 비틀림진동에 의한 엔진 본체진동의 영향성 검토 및 발생 메커니즘을 해석적으로 확인하였다. 본 연구를 통해 확인된 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 메인베어링 지지대(main bearing support), 실린더 프레임(cylinder frame) 등 형상이 복잡한 주물품에 대해 간략화 기법 적용을 통하여 진동 해석을 위한 모델링 방법을 제시 하였다. 이러한 방법론을 통해 해석 모델의 크기를 줄임으로써 해석 시간 단축 및 설계 변경에 대해 신속한 대응이 가능하였다.

(2) 엔진의 주요 구조/구동 부품뿐만 아니라 의장 부품, 공장 시운전 시 엔진이 설치되는 엔진 지지대 등 주요 부품에 대한 강성 모델링을 통하여 진동

거동 예측을 위한 모델을 구성할 수 있었다. 특히 엔진의 주요 진동 모드인 H-모드의 주파수에 가장 직접적인 영향을 주는 항목 중 하나인 지지부의 강성은 기존 연구에서는 측정 결과를 기준으로 값을 조정하였으나, 본 논문에서는 엔진 지지대에 대한 모델링 및 구조물의 강성 구현을 통하여 정확한 H-모드 주파수 예측이 가능하게 되었다.

(3) 엔진 구조물에 대한 전체 모델링을 통하여 측정 기준점뿐만 아니라 주요 의장 부품의 국부진동에 대해서도 해석을 통해 정확한 진동특성을 파악할 수 있게 되었다. 또한 과도응답해석(transient analysis)을 통해 해당부위의 진동레벨을 비교적 정확하게 예측도 가능하다

(4) 기구학적 분석을 통한 하중 예측의 경우 1기통 동역학 해석 결과와 잘 일치하였다. 그러나 크랭크축 및 주요 구조물의 유연성 등에 의한 하중 특성은 기구학적 모델과는 차이가 있으며, 정확한 진동 거동 예측을 위해서는 유연체 동역학 프로그램을 이용한 연성 해석이 필요하다.

(5) 엔진 운전 중 발생하는 가진력 즉, X와 H형 모멘트를 고려한 엔진본체 진동 해석값과 측정값의 비교 결과, 해석모델의 고유진동수는 약 2% 이내의 해석정확도를 가지는 것을 확인하였으며, 이는 향후 엔진의 국부진동해석에 필요한 충분한 해석 모델 적합성을 가지는 것으로 판단된다.

(6) 엔진본체 진동의 진동값 예측결과, 측정위치에 따라 선수측은 23.9~24.3%, 선미측은 13.1~15.8%의 오차가 발생함을 확인하였으며, 이는 엔진 구동 부품 조립 시 발생하는 구동 부품 사이의 간극, 각 부품의 감쇠, 중간축 정렬 및 동력계 진동에 의한 영향 등으로 추정된다. 해석 레벨의 정확성 확보를 위해 이에 대한 해석적 고려방안 및 감쇠값 도출을 위한 추가 연구가 필요할 것으로 보인다.

(7) 모드중첩법을 이용한 과도 해석 시 접촉과 같은 비선형적 특성을 반영하기 어렵다. 본 논문에서는 크로스 헤드의 상하 이동에 의한 접촉 및 비선형적 특성을 고려하기 위하여 가진력의 작용점이 일정한 높이에 고정된 것으로 가정하고, 그에 따른 가진 하중 계산 방법을 제안 후 본체 진동 해석 수행을 통해

그 타당성을 확인하였다.

(8) 엔진본체 및 비틀림진동 측정을 통해 축계 비틀림에 의한 본체 진동 영향성을 확인하고 해석을 통해 진동레벨을 예측함으로써, 비틀림진동에 의한 엔진 본체진동 발생 메커니즘 및 기진력 산출을 위한 기준을 정립하고자 노력하였다. 또한 여러 조건에서의 엔진본체 강제진동해석과 진동측정을 통해 엔진 지지부 감쇠 및 비틀림진동에 의해 발생하는 접선 방향 가이드 포스의 전달 손실율을 예측하고 유한 요소 모델을 활용한 강제진동해석을 통해 엔진본체 진동값을 계산하였다.

(9) 엔진본체 진동의 측정결과에서 나타나는 공진점이 해석 결과에서는 나타나지 않는 현상을 규명하기 위해 크랭크축의 비틀림진동 해석으로부터 비틀림진동에 의한 엔진본체 진동의 기진력을 계산하였다. 이를 이용하여 엔진본체 진동을 해석한 결과, 크랭크축의 비틀림진동에 의해 엔진본체 진동의 공진이 발생하는 현상을 밝혀내어 엔진본체 진동이 비틀림진동에 의해 연성됨을 검증하였다. 특히 선박과 같이 비틀림진동의 주차수 공진이 엔진운전 회전수 범위 내에서 발생하는 경우 비틀림진동에 의한 엔진본체 진동의 연성 및 진동해석 정확도를 높여 엔진 및 관련 부품들을 과진동으로부터 보호하고 선박의 운항 안전성을 확보하는데 기여할 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] 전효중 · 김의간, 1999. 기계역학, 효성출판사, pp. 173~174.
- [2] International Association of Classification Societies(IACS), M68 Dimension of propulsion shafts and their permissible torsional vibration stress, IACS Req.2005/Corr.1. 2012.
- [3] International Association of Classification Societies(IACS), M51 Factory Acceptance Test and Shipboard Trials of I.C. Engines, IACS Req. 1987/Rev.4, 2015.
- [4] 한국선급, 선박진동소음제어지침, 1997, 2014.
- [5] American Bureau of Shipping(ABS), (Updated January 2015), Guidance Notes on SHIP VIBRATION, 2006.
- [6] Bureau Veritas(BV), Part E Additional Class Notations, Rules for the Classification of Steel Ships, 2016.
- [7] Iwer Asmussen, Wolfgang Menzel, Holger Mumm, GL-Technology Ship Vibration, Germanischer Lloyd, 2001.
- [8] Lloyd's Register(LR), Guidance Notes: General Overview of Ship Structural Vibration Problems, Lloyd' s Register, 2015.
- [9] Det Norske Veritas(DNV), Vibration Control in Ships, 1985.
- [10] International Organization for Standardization(ISO), ISO 6954-2000 Mechanical vibration - Guidelines for the Measurements, reporting and evaluation of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships, 2000.
- [11] MAN Diesel & Turbo(MDT), Engine selection Guide, Vibration Aspects, pp. 7.01 - 7.12, 1993.

- [12] Kim, K.S., Vibration control of ship, TSCF 2016 Shipbuilders Meeting, 2016.
- [13] MAN Diesel & Turbo(MDT), PEMVA : Parametric Element Model for Vibration Analysis, 2010.
- [14] 이재훈 · 최종호 · 조진래 · 이인수, 선박용 엔진 프레임 박스의 구조해석을 위한 기구학적 분석, 한국전산구조공학회논문집 제 20권 5호, pp. 565~572, 2007.
- [15] MSC Software, MSC Nastran 2012 Dynamics Analysis User's Guide, pp. 208~210, 2012.
- [16] 이돈출 · 김준성 · 김진희, 선박 추진축계의 2절 비틀림진동에 기인한 주기관 X-모드 진동 현상의 연구, 한국소음진동공학회논문집 제23권 제9호, pp. 806~813, 2013.
- [17] 문정하, “선박용 대형 저속 2행정 디젤엔진의 크랭크축계 파손에 관한 연구”, 한국해양대학교 대학원-박사학위 논문, pp. 68~82, 2014.
- [18] 박희주, 박용남, 이돈출, 김의간, “비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림 강제진동에 관한 연구”, 한국마린엔지니어링학회지, 제22권 제3호, 1998.
- [19] 전효중, 이돈출, “추진축계 진동론”, 다솜출판사, pp. 143~254, 2003.
- [20] 이돈출 · 김의간 · 전효중, “병렬 엔진의 X-형 진동 위상 조정에 의한 디젤 발전 플랜트 진동 제어”, 한국소음진동공학회지 제6권 6호, pp.701~708, 1996.
- [21] D. C. Lee, S. H. Kim, and J. D. Yu, “Theoretical Analysis on Transient Torsional Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engines”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No.3, pp. 207~214, 2007.