creative commons
COMMONS DEED

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

dCollection

工學碩士 學位論文

船舶用 大型 디젤엔진 실린더 커버 스터드의 疲勞 및 振動 解析에 관한 硏究

A Study on the Analysis of Fatigue and Vibration of Cylinder Cover Stud for Marine Diesel Engine

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

指導敎授 金 正 烈

2010 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

吳 東 建

목 차

List of Tables ····· iii

List of Figures ····· iv

Abstract ····· v

제 1 장 서 론 ····· 1

1.1 연구 배경 ····· 1

1.2 연구의 목적 및 내용 ····· 2

제 2 장 실린더 커버 스터드의 체결구조 ····· 4

2.1 실린더 커버의 조립 ····· 4

2.2 실린더 커버 스터드의 체결 ····· 5

2.3 실린더 커버 스터드 형상 및 평가 모델 ····· 6

제 3 장 스터드의 피로파괴 안정성 검토 ····· 9

3.1 피로파괴 이론 및 피로강도 설계 ····· 9

3.1.1 피로강도 설계개념 ····· 9

3.1.2 반복하중을 받는 재료의 특성 ····· 10

3.1.3 응력 사이클 ····· 10

3.1.4 선형누적손상계수 ····· 12

3.1.5 정적 및 동적하중의 동시 작용 시 내구 수명 ····· 13

3.1.6 수정 피로한도 ····· 15

3.2 스터드의 피로파괴 해석 및 안정성 평가 ····· 16

3.2.1 변동응력의 사이클 평가 ····· 16

3.2.2 스터드의 초기체결응력 및 변동응력 ····· 16
3.2.3 해석결과 및 평가 ····· 17
3.3 스터드의 피로해석 평가 ····· 18

제4장 실린더 커버 스터드의 진동 특성 ····· 20
4.1 개요 ····· 20
4.2 모드해석 ····· 20
4.3 진동해석 모델 및 기진주파수 ····· 25
4.3.1 진동해석 모델 ····· 25
4.3.2 기진주파수 분석 ····· 26
4.4 해석결과 및 검토 ····· 28
4.4.1 case 1(스터드 양단 체결)의 해석 결과 검토 ····· 28
4.4.2 Case 2(스터드 상단 풀림)의 해석 결과 검토 ····· 32

제5장 결 론 ····· 37

참고문헌 ····· 38

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

List of Tables

Table 2.1 Specifications of the stud ····· 7

Table 4.1 Exciting frequency of system ····· 27

Table 4.2 Natural frequency of the stud ····· 28

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

List of Figures

Fig. 2.1 Cross section of MAN 12K98MC-C engine with stud ····· 4

Fig. 2.2 Hydraulic fastening device for stud nut ····· 5

Fig. 2.3 Configuration and dimension of stud ····· 6

Fig. 2.4 Analysis model of stud ····· 8

Fig. 3.1 Strength cycle in terms of periodic loads ····· 11

Fig. 3.2 Minimum life cycle of stud ····· 17

Fig. 3.3 Fatigue safety factor of stud ····· 19

Fig. 3.4 Fatigue safety factor of stud (between fillet and 1st thread) ····· 19

Fig. 4.1 Model of vibration mode analysis for stud ····· 25

Fig. 4.2 Campbell diagram of excitation for locked stud ····· 29

Fig. 4.3 Mode shape of locked stud (1^{st}, 506.9Hz) ····· 30

Fig. 4.4 Mode shape of locked stud (2^{nd}, 507.1Hz) ····· 30

Fig. 4.5 Mode shape of locked stud (3^{rd}, 1387.3Hz) ····· 31

Fig. 4.6 Mode shape of locked stud (4^{th}, 1387.6Hz) ····· 31

Fig. 4.7 Campbell diagram of excitation for stud with loosened nut ····· 33

Fig. 4.8 Mode shape of stud with loosened nut (1^{st}, 22.1Hz) ····· 34

Fig. 4.9 Mode shape of stud with loosened nut (2^{nd}, 22.1Hz) ····· 34

Fig. 4.10 Mode shape of stud with loosened nut (3^{rd}, 135.5 Hz) ····· 35

Fig. 4.11 Mode shape of stud with loosened nut (4^{th}, 135.5 Hz) ····· 35

Fig. 4.12 Mode shape of stud with loosened nut (5^{th}, 370.1 Hz) ····· 36

Fig. 4.13 Mode shape of stud with loosened nut (6^{th}, 370.2 Hz) ····· 36

A Study on the Analysis of Fatigue and Vibration of Cylinder Cover Stud for Marine Diesel Engine

Dong - Geon, OH

Department of Marine System Engineering
Graduate School
Korea Maritime University

Abstract

Cylinder cover of low-speed marine engine is assembled and fastened with stud bolts at the upper part of cylinder liner. So, the stud is quite important for safe and reliability design of engine.

The cylinder cover stud receives axial force from the initial fastening torque and cyclic explosion pressure during combustion period in cylinder chamber. Due to the cyclic loading it is estimated to cause fatigue failure in the stud at much lower stress values than static yield strength of the material of the stud.

In this case, Fatigue Analysis Method is well corresponded to the Fatigue life estimation of the stud. In this study, it was accomplished the Fatigue Analysis for the stud considering loading type, mean stress effects, variable stress concentration, surface finish factor, reliability factor, temperature

factor and size factor of the stud. The analysis was conducted using ANSYS code with solid modeling.

The results of the fatigue analysis showed that the stud have infinity fatigue life under normal operating conditions and the fatigue strength of the stud is sufficient.

The cyclic explosion pressure during combustion period in cylinder chamber is only considered as cyclic load for fatigue failure of the stud in previous study.

However, the cyclic load causes the harmonic excitation vibration to the stud. Also guide force moments caused by the transverse reaction forces acting on the crossheads of engine may excite engine vibrations, moving the engine top athwartships and causing a rocking (excited by H-moment) or twisting (excited by X-moment) movement of the engine.

So, in this study, to evaluate vibrational characteristics of the stud natural frequencies and mode shapes of the stud are analyzed and compared with potential sources of excitation.

The analysis, including natural frequency and mode shapes, for two(2) cases of the stud is conducted using ANSYS code with solid model.

The results in the study provides a updated framework for the further design of cylinder cover stud of low-speed marine engine.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

컨테이너선 등 상선의 주기관에 사용되는 선박용 저속 2행정 디젤엔진은 초대형 엔진이다. 특히 실린더 직경 980 mm, 12실린더 엔진은 대형 컨테이너선 주기관에 사용되는 무게 약 2,500톤의 대형엔진으로, 본 연구 대상인 엔진의 실린더 커버 스터드 또한 200 kgf 이상의 대형 구조물 부품이다.[1][2]

엔진의 실린더 커버는 정비, 수리 및 검사시 분해 및 개방이 용이해야 하므로 실린더 커버 및 라이너를 엔진의 프레임에 고정하기 위해 체결 및 분해가 용이한 스터드를 사용하고 있으며, 스터드는 체결력과 실린더내의 폭발압력을 견디어야 한다.

또한 실린더 블록에 설치된 스터드는 초기 체결력 외에 엔진 운전시 연소실 내의 폭발 압력을 반복해서 받고 있다. 따라서 스터드를 설계할 때는 반복적인 폭발압력에 대한 피로해석을 실시하여 스터드의 피로에 대한 안정성을 충분히 평가하여야 한다.

최근 엔진 대형화 및 고출력화에 따라 연소실의 폭발압력도 증가하여 스터드에 가해지는 작동하중 및 피로하중이 증가되고 있으며, 엔진의 신뢰성에 중요한 영향을 미치는 기관부품중의 하나가 되어 정확한 설계가 필요하다.

이러한 스터드 볼트의 중요성 및 선박용 스터드의 파손사례에 따라 선급규정에 의하면 1/2 실린더분의 실린더 커버용 스터드와 너트를 법정 예비품으로 비치하도록 요구하고 있다.[3]

실린더 커버의 스터드는 정하중(볼트의 체결력)과 동하중(연소실의 폭발력, 충격하중, 지지물의 반력 등)에 의해서 발생하는 변동응력의 영향을 받게 된다. 즉, 실린더 커버 스터드는 정하중에 의한 최소응력(minimum stress)과 동하중에 의한 최대응력(maximum stress)이 반복적으로 발생하게 된다. 따라서 실린

더 커버용 스터드볼트의 설계 단계에서 연소실에서 반복적으로 발생하는 최대 응력에 의해서 스터드볼트가 파손되지 않도록 허용 응력, 파손조건 또는 피로 한도 등을 설정할 필요가 있다.[4]

현재 실린더 커버 스터드에 대한 연구로 피로파괴 안정성에 대한 연구가 수행되었고, 각 엔진 제작사에서도 피로파괴 관점에서 해석을 수행하여 설계를 수행하고 있다.

그러나 스터드는 주기적인 실린더내 폭발에 따른 피로응력을 받을 뿐 아니라 폭발압력에 따라 조화 가진되며 엔진본체 진동 또한 스터드의 중요한 기진원이 된다. 따라서 스터드에 대한 피로분석뿐만 아니라 진동모드 해석에 의한 가진 주파수에 대한 공진여부를 검토하는 것이 필요하다. 즉 설계단계에서부터 규격화 되어있는 스터드의 선정과 재료의 선정에 따른 피로분석 및 진동해석에 의한 타당성 검증이 필요하다.

1.2 연구의 목적 및 내용

본 연구의 목적은 선박용 대형 엔진 실린더 커버 스터드의 안정성을 현재까지 연구된 피로파괴 안정성 측면에서 검토하고, 진동모드 해석을 수행하여 가진 주파수와의 공진유무를 검토하여 설계 안정성 및 최적화를 확보하는데 있다.

본 연구에서는 선박용 주기관으로 탑재되는 MAN 12K98MC-C 엔진의 실린더 커버 스터드를 모델로 선정하고, 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Code를 이용하여 실린더 커버 스터드의 초기 체결응력과 변동응력에 의한 응력집중을 파악하고 최대 정적응력과 예상수명동안의 안전율(Safety Factor)을 해석하였다.

또한 스터드의 가진주파수를 평가하고 진동모드해석을 통하여 모드형상과 고유진동수를 해석하여 공진유무를 파악, 고찰하여 스터드의 내진 안정성을 확인

하였다.

해석 시에는 이론식을 기반하여 하중, 경계조건을 결정한 후 ANSYS Code를 이용하여 시각적인 비교가 가능한 해석을 실시하였다.

스터드의 양단이 체결된 경우와 상단이 풀린 경우를 가정하여 고유진동수를 확인하였으며 체결상태에 따른 공진가능성의 변화와 공진에 따른 스터드의 파손가능성을 확인하였다.

KOREA MARITIME UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

제 2 장 실린더 커버 스터드의 체결구조

2.1 실린더 커버의 조립

본 연구에서는 대형 컨테이너선의 주기관으로 많이 사용되고 있는 MAN 12K98MC-C 엔진의 실린더 커버 스터드를 평가모델로 채택하였다(**Fig. 2.1**). 12K98MC-C 엔진은 연속최대출력(M.C.R, Maximum Continuous Rating)은 93,120 BHP이며, 12기통의 실린더와 980 ㎜의 실린더, 2,400 ㎜의 행정, 실린더의 최대폭발압력은 140 bar 정도이다.

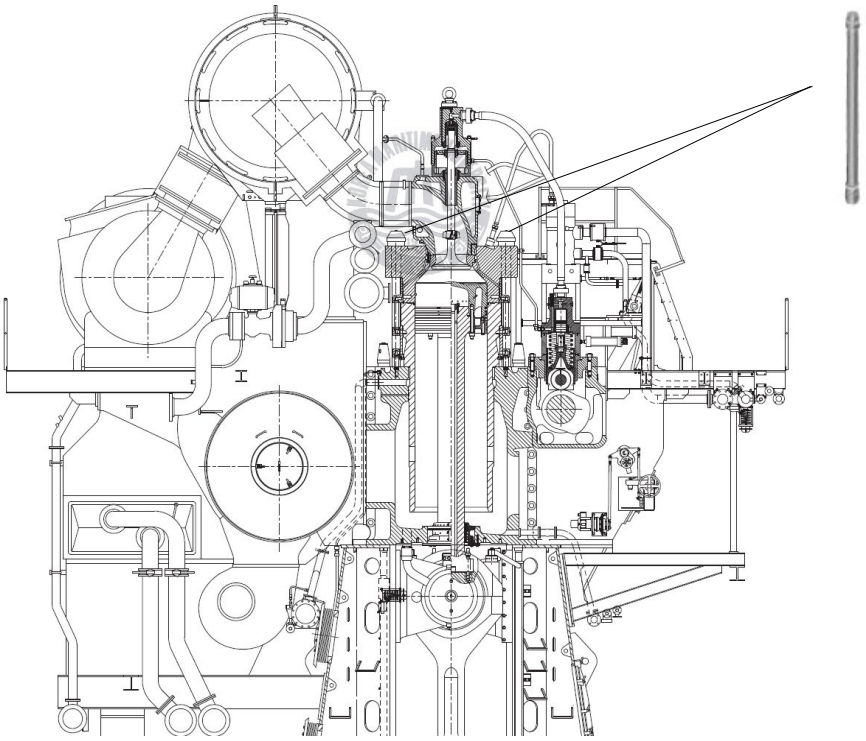

Fig. 2.1 Cross section of MAN 12K98MC-C engine with stud

Fig 2.1은 연구 대상엔진의 단면도로서, 여기서 스터드는 실린더 카버를 실린더 블록에 고정시키는 연결체이다. 이에 의해 실린더 커버는 실린더 블록 상부에 조립되어 연소실을 형성하는데, 이 때 스터드는 연소실의 폭발하중에 견디어야 한다. 스터드의 아래쪽 끝은 실린더 프레임상의 탭에 고정되고, 스터드 상단의 너트는 유압으로 체결되며 실린더당 8개의 스터드가 설치된다.

2.2 실린더 커버 스터드의 체결

실린더 커버 스터드의 너트는 유압을 이용하여 체결하며, **Fig. 2.2**는 이 유압조임장치(hydraulic tightening device)를 나타낸 것이다.

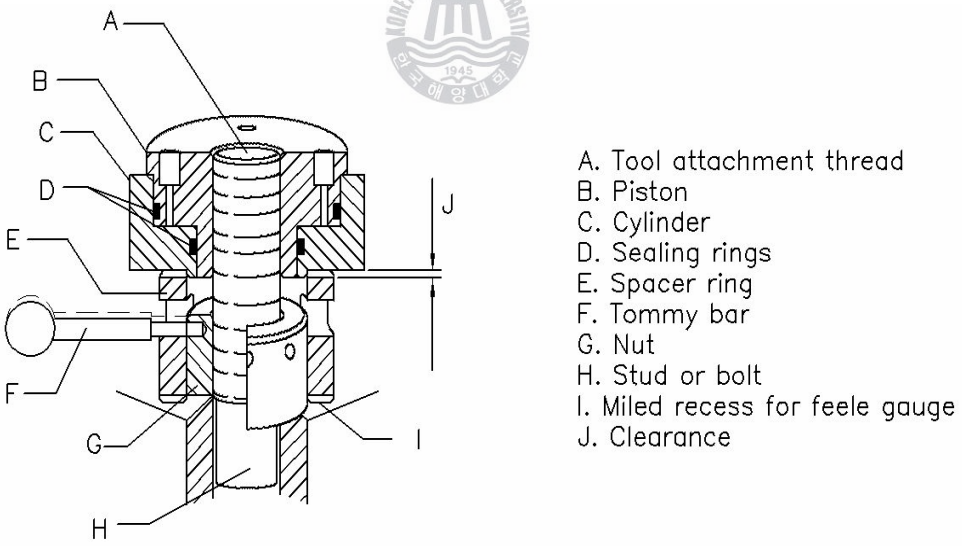

Fig. 2.2 Hydraulic fastening device for stud nut[1]

스터드를 유압으로 체결시에는 스터드는 비틀림에 의한 전단응력은 유발되지 않는다. 유압으로 스터드를 인장시킨후 너트를 고정하고 유압을 제거하여 체결 과정이 끝나는데, 이 때 유압을 제거한 너트 체결 상태에서는 주변부와의 응력 재배치(elastic recovery)로 인해 유압으로 발생시킨 체결력이 조금 감소하게 된다. 볼트당 설계 체결력은 약 400 톤으로서, 유압이 제거되어 너트 체결로 바뀔 때 체결력은 4~7% 감소하는 것으로 보고되고 있다.[1]

2.3 실린더 커버 스터드 형상 및 평가 모델

Fig 2.3 은 실린더 커버 스터드의 상세 형상을 나타낸 것이고, 그 소재는 고장력 합금강인 SNCM439 (JIS G4103, KS D3709) 를 주로 사용한다.

본 연구에 적용할 볼트의 상세 사양은 **Table 2.1**과 같으며, 스터드는 초기 유압체결력 및 실린더의 폭발하중을 견딜 수 있어야 하며 반복 피로응력 등에 대한 안정적인 설계가 이루어져야 한다.

평가모델에서의 피로해석시 경계조건은 실제 스터드의 체결상태와 동일하게 나사산부를 구속하여 하중을 가하였으며, 그 방향은 **Fig. 2.3** 에 화살표로 표시한 바와 같다.

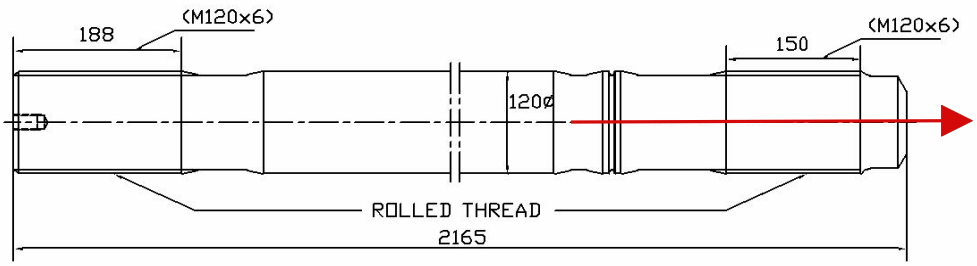

Fig. 2.3 Configuration and dimension of stud

또한 진동 모드 해석을 위한 모델링에서도 나사산 부분에 대한 구속 또는 불구속으로 경계조건을 정하여 솔리드(Solid) 모델로 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 스터드의 형상을 3차원 CAD 프로그램인 PRO ENGINEER를 사용하여 **Fig. 2.4**와 같이 모델링 하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Code를 이용하여 피로해석 및 진동해석을 실시하였다.

Table 2.1 Specifications of the stud

Items		Specifications
Dimension	Length	2,165 mm
	Diameter	120 mm
	Volume	23.85 ℓ
	Mass	187.18 kg
Material Part	Material type	SNCM439
	Young's modulus	210 GPa
	Yield stress	min. 885 MPa
	Tensile stress	800~850 MPa
	Elongation	min. 16%
	Poisson's ratio	0.30

Fig. 2.4 Analysis model of stud

제3장 스터드의 피로파괴 안정성 검토

3.1 피로파괴 이론 및 피로강도 설계

3.1.1 피로강도 설계개념

부품이 동하중(time-varying loads)을 받을 경우, 그 부품은 재료의 항복강도보다 훨씬 작은 응력수준에서 파괴될 수 있다. 이와 같이 반복하중에 의한 점진적인 파괴현상이 피로이며, 피로의 발생은 응력의 크기, 반복하중의 횟수 등의 함수인데, 피로로 인한 파괴가 피로파괴이다.[4][5]

본 연구 대상으로 하는 스터드는 실린더내 폭발로 인하여 반복하중을 받는 전형적인 피로강도 설계 대상이다. 피로강도 설계개념은 대상이 되는 구조물의 사용목적 혹은 요구 안전도에 따라 다음과 같이 나눠진다.

(1) 무한 수명설계

가장 오래 연구되어온 개념으로서 구조물의 영구적인 사용을 목표로 한다. 따라서 구조물에 가해지는 응력진폭 (stress amplitude)이 피로한도 (fatigue limit)을 넘지 않도록 설계하는 방법이다.

(2) 안전 수명설계 (safe-life design)

전 운전수명 동안 수만 번 또는 수십만 번 이내의 주기하중을 받는 구조물에 대해 적용하는 설계개념이다. 본 설계개념은 구조물에 가해지는 응력진폭에 의하여 구조물에 균열이 발생할 때까지의 균열발생 수명(crack initiation)이 실제 운전수명보다 크게 설계하는 방법이다.

(3)파괴 안전설계 (fail-safe design)

파괴안전 설계개념은 구조물의 일부분 피로손상 가능성을 인정하여, 주기하

중에 의하여 발생된 피로균열이나 내재된 내부결함이 성장하여 최종파단에 이르기까지의 균열 전파수명(crack propagation life)을 계산하고, 이를 구조물의 정기적인 검사주기(inspection interval)보다 크게 설계함으로써 피로균열의 성장과정에서 균열이 발견되어 유지보수가 이루어져 구조물의 최종파단을 방지할 수 있게 설계한다.

3.1.2 반복하중을 받는 재료의 특성

반복하중을 받는 재료의 기계적 특성 중에서 피로수명과 내구성을 나타내는 다음의 특성이 있다.

(1) 피로한도(fatigue limit) 또는 내구한도(endurance limit)

무한대 횟수의 반복양진하중을 받아도 피로파괴가 일어나지 않는 최대응력진폭을 말하며 실험적으로 탄소강의 경우 보통 10^7 Cycle 정도의 반복하중 수에 해당하는 값을 피로한도로 설정한다.

(2) 피로강도(fatigue strength) 또는 내구강도(endurance strength)

특정 반복양진하중을 받은 후, 재료가 피로파괴를 일으키는 최소응력진폭이다.

(3) 피로수명(fatigue life) 또는 내구수명(endurance life)

주어진 응력 사이클에 대하여 해당 부재나 시편이 파손되는 응력 사이클 수를 말하며 통계적으로 결정하게 된다.

3.1.3 응력 사이클

스터드의 피로해석을 수행하기 위해서는 **Fig. 3.1**과 같은 반복응력 사이클을 구하는 것이 필요하다. 스터드의 유압잭에 의한 초기 체결력 F_i는, 유압잭 외경을 d_2, 내경을 d_1, 유압잭의 압력을 P라 할 때 다음과 같다.

$$F_i = P \times \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) \tag{3.1}$$

최소 응력 $\sigma_{\min}$ 은 스터드의 직경을 d 라 할 때 나사에 작용하는 초기 체결응력이므로,

$$\sigma_{\min} = \frac{F_i}{\frac{\pi}{4}d_i^2} \tag{3.2}$$

최대 응력 $\sigma_{\max}$ 는 스터드의 초기 체결응력에 엔진의 실린더내 최대폭발압력에 의한 하중 F_e에 의한 응력이 부가된 응력이므로 한 실린더 당 스터드가 n 개 이라면,

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} + \frac{F_e}{\frac{\pi}{4}d_i^2 \times n} \tag{3.3}$$

변동응력 사이클을 **Fig.3.1**과 같이 도시된다.

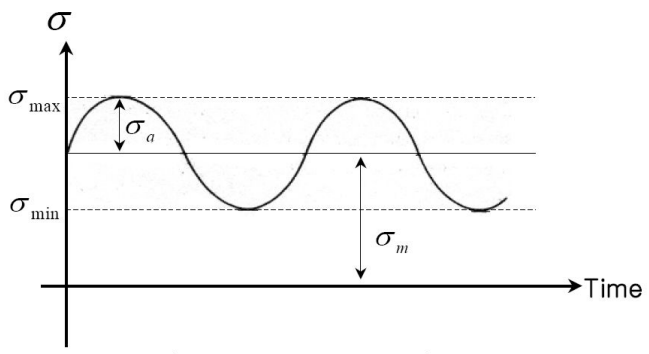

Fig. 3.1 Strength cycle in terms of periodic loads

Fig. 3.1에서 평균응력 σ_m은,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \tag{3.4}$$

응력진폭 σ_a 는,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \tag{3.5}$$

응력비 R,

$$R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \tag{3.6}$$

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

3.1.4 선형 누적 손상계수

구조물이나 기계부품의 예상 설계수명 동안 가해진 변동응력에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하는 것을 선형 누적 손상계수 (cumulative damage factor, 이하 "C_w"라 한다)라 하고 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$C_w = \Sigma \frac{n_i}{N_i} \tag{3.7}$$

여기서, N_i는 각각의 응력이 단독으로 부가되어 피로파괴가 발생 했을 때까지의 사이클 수를 의미하며 S-N곡선에서 구한다. n_i는 예상 설계수명 동안 각각의 응력이 부가된 사이클 수이다.

이식은 통상 Miner-Palmgren의 가설이라고 알려져 있으며 피로파괴는 $C_w = 1.0$ 이 되었을 때 발생한다고 가정하며 그 때까지 반복된 사이클 수를 피로균열의 발생수명으로 정의한다.

3.1.5 정적 및 동적하중의 동시 작용 시 내구 수명

실린더 커버 스터드는 엔진 작동 중에 일정한 정하중과 동하중을 받게 된다. 스터드의 내구 수명을 계산시 일정한 응력진폭범위를 부가하여 피로해석을 수행하더라도 응력비(stress ratio, R) 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 이것은 임의의 응력진폭범위에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 됨을 의미한다. 이러한 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여 피로파괴의 발생여부를 판단하는 경계선의 방정식은 다음과 같으며 피로 해석시에는 다음 중 적정 방정식을 선택하여야 한다. 일반적으로 Goodman 방정식은 취성재질, Gerber 방정식은 연성재질에 적절하다. 본 연구 대상의 스터드의 피로해석은 Gerber 방정식을 이용한다.

(1) Goodman relation :

$$\sigma_a + \frac{S_u}{S_e}\sigma_m \le S_u \ , \quad \frac{\sigma_a}{S_u} + \frac{\sigma_m}{S_e} \le 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_u/N_{fs}} + \frac{\sigma_m}{S_e/N_{fs}} \le 1 \ , \ \sigma_a + \frac{S_u}{S_e}\sigma_m \le \frac{S_u}{N_{fs}} \qquad (3.8)$$

여기서,

σ_a : 응력진폭

σ_m : 평균응력

S_u : 피로한도

S_e : 인장강도

N_{fs}: 안전율

(2) Modified Goodman relation : 다음 두식을 동시에 만족해야 안전하다.

$$\frac{\sigma_a}{S_u}+\frac{\sigma_m}{S_e}\le 1,\quad \sigma_a+\frac{S_u}{S_e}\sigma_m\le\frac{S_u}{N_{fs}}\ \text{(Goodman line)} \tag{3.9}$$

$$\frac{\sigma_a}{S_Y}+\frac{\sigma_m}{S_Y}\le 1,\quad \sigma_a+\sigma_m\le\frac{S_Y}{N_{fs}}\ \text{(yield line)} \tag{3.10}$$

여기서,

S_Y : 항복강도

(3) Gerber relation :

$$\left\{\frac{\sigma_a}{S_u}\right\}^2+\frac{\sigma_m}{S_e}\le 1\ ,\quad \left\{\frac{\sigma_a}{S_u/N_{fs}}\right\}^2+\frac{\sigma_m}{S_e/N_{fs}}\le 1 \tag{3.11}$$

(3)Soderberg relation :

$$\sigma_a+\frac{S_Y}{S_e}\sigma_m\le S_Y\ ,\quad \frac{\sigma_a}{S_Y}+\frac{\sigma_m}{S_e}\le 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_Y/N_{fs}}+\frac{\sigma_m}{S_e/N_{fs}}\le 1\ ,\quad \sigma_a+\frac{S_Y}{S_e}\sigma_m\le\frac{S_Y}{N_{fs}} \tag{3.12}$$

3.1.6 수정 피로한도

실제 실린더 커버 스터드의 피로강도는 연마된 시편에서 얻은 피로 데이터와 비교하면 매우 다르다. 이는 재료의 크기, 모양, 열처리 방법, 기계적 표면 처리 방법, 응력집중현상, 잔류응력, 부식, 온도, 응력의 종류(굽힘, 비틀림, 압축/인장) 등에 의해 스터드의 피로한도가 영향을 받기 때문이다. 위의 효과를 고려하여 다음과 같이 피로한도 S_e 를 수정하여 사용한다.

$$S_e = C_f C_r C_s C_t \left(\frac{1}{K_f}\right) \acute{S}_e \tag{3.13}$$

여기서,

S_e : 수정 피로한도

$\acute{S}_e$: 무수정 피로한도

C_f : 표면계수, $C_f = A\, S_u^b$

여기서, S_u : 인장강도

A, b : 강의 표면다듬질에 적용한 값

C_r : 확률계수, $C_r = 1 - 0.08z$

여기서, z : 잔존율 표준편차

C_t : 온도계수

강의 경우 $T \le 450^oC$: 1.0

$450^oC < T \le 550^oC$: $1.0 - 0.0058 \times (T - 450)$

C_s : 크기계수, 크기가 클수록 피로한도 감소,

축방향 하중을 받는 경우 크기 효과 없음

K_f : 피로응력집중계수, $K_f = 1.0 + q\,(K_t - 1.0)$

여기서, q : 노치계수

K_t : 기하학적 응력집중계수

3.2 스터드의 피로파괴 해석 및 안정성 평가

3.2.1 변동응력의 사이클 평가

실린더 커버 스터드에 대한 피로균열 발생수명을 예측하기 위해서는 예상 설계수명 동안의 응력스펙트럼과 반복 사이클 수를 파악해야 한다. 여기서 연구대상 엔진의 실린더 커버 스터드에 대한 변동응력 사이클 수를 다음과 같이 추정한다.

- ㅇ 통상의 대형 컨테이너선의 운항일수, 1년 중 290일
- ㅇ 컨테이너선의 선령, 20년
- ㅇ 분당회전수 104 rpm

따라서 총 사이클 수는

$$\text{총사이클수} = 290 \times 24 \times 60 \times 104 \times 20 = 8.69 \times 10^{8} \text{ cycle}$$

이 값은 강(steel)의 피로한도가 10^{7} cycle 부근이므로 스터드의 안정성 평가는 피로파괴설계 중 무한수명설계방법을 적용하여야 한다.

3.2.2 스터드의 초기 체결응력 및 변동응력

실린더 커버용 스터드에 작용하는 응력은 앞에서 기술한 바와 같이 초기 체결응력 과 변동응력의 합으로 구할 수 있다. **3.1.3 절**에서 제시한을 이용하여 계산하면

- ㅇ 스터드 초기체결력 = 3,769,843 N
- ㅇ 초기체결응력 = 333.3 MPa

- 스터드 변동응력 = 57.2 MPa
- 최소응력 = 333.3MPa
- 최대응력 = 390.6 MPa
- 평균응력 = 361.9 MPa
- 응력진폭 = 28.6 MPa
- 응력비 = 0.85

3.2.3 해석결과 및 평가

최소수명해석 및 8.69 x 10^8 cycle을 설계 수명으로 하였을 때 스터드의 안전율을 ANSYS Code로 수행하였으며 해석결과는 **Fig. 3.2** 및 **Fig. 3.3**과 같다. **Fig. 3.2**는 스터드 볼트의 최소수명을 나타내며, 그 값은 강(steel)에 대한 사이클 수 10^7 cycle 이상으로 무한설계방법을 만족시킨다는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.2 Minimum life cycle of stud

또한 **Fig. 3.3**은 스터드를 20년간 사용하기 위한 변동응력 사이클인 8.69×10^8 cycle을 설계 수명으로 하였을 때 스터드의 피로안전율 분포를 나타냈으며, 해석대상 스터드의 최소 피로안전율은 필릿 (fillet) 부분에서 1.73 이다.

피로안전율은 1이상일 때 안전하다고 판단할 수 있으나, 각 엔진제작사에서는 제품의 재질 불균일, 10% 및 유한요소해석 오차, 10%를 감안하여 [안전율 $\geq$ 1.2] 를 기준으로 하고 있다. 이 피로 안전율 기준으로 판단시 해석대상 스터드가 피로하중에 대해 안전하게 설계되었음을 알 수 있다. **Fig. 3.4**는 최소 피로안전율을 보이는 필릿부와 첫 번째 나사부를 확대한 것 이다.

3.3 스터드의 피로해석 평가

연구의 대상인 MAN 12K98MC-C 엔진의 실린더 커버용 스터드의 요구 수명은 8.69×10^8 cycle 로 강(steel)의 피로한도 사이클 10^7을 초과하므로 무한설계방법을 적용하여야 한다.

ANSYS code로 스터드를 피로해석한 결과 최소 수명은 강의 무한피로한도 사이클 10^7을 초과하였고, 스터드의 요구 수명, 8.69×10^8 cycle 에서 피로안전율은 스터드의 하부 필렛부에서 최소값이 1.73 으로 스터드의 기대 안전율 1.2를 만족하였다. 따라서 연구 대상 스터드의 설계는 피로파괴에 안정적으로 평가 된다.

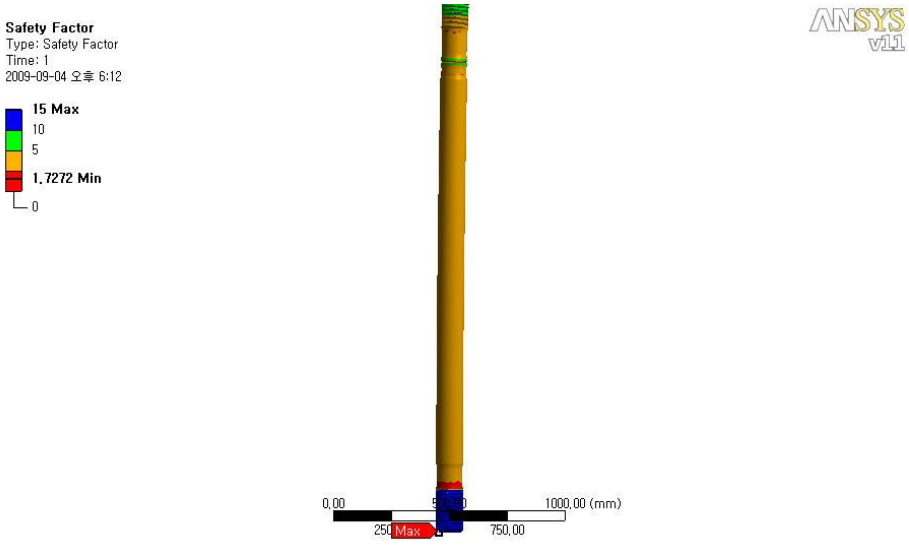

Fig. 3.3 Fatigue safety factor of stud

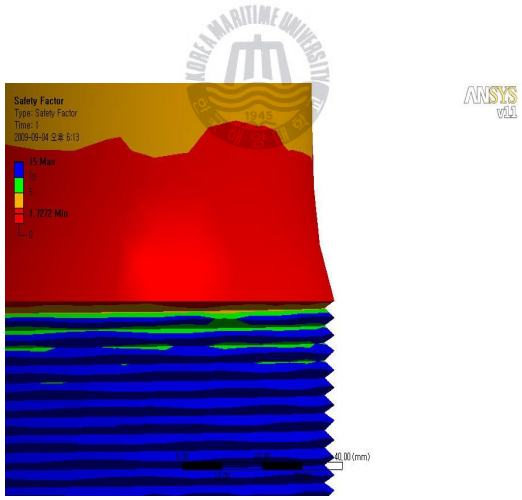

Fig. 3.4 Fatigue safety factor of stud between fillet and 1st thread

제 4 장 실린더 커버 스터드의 진동 특성

4.1 개요

실린더 커버 스터드는 주기적인 반복하중에 의한 피로파괴에 대한 고려가 1차적으로 설계에 반영되어야 하는데, 이에 대해 **제 3 장**에서 스터드의 피로파괴에 대한 이론적 검토 및 피로수명 및 피로안전율을 해석하여 피로파괴 안정성에 대한 검토를 수행하였다.

그런데 스터드에는 엔진의 실린더내 폭발행정에 의한 주기적인 변동하중이 작용하는데, 이는 실린더 커버 스터드에 강제진동으로 작용한다. 따라서 스터드의 자유진동을 해석하여 고유진동수와 강제진동수와의 공진 유무를 평가하여야 한다.

4.2 모드 해석[6]

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

다자유도계의 Lagrange 방정식을 매트릭스로 표시하여 비감쇠 n 자유도계의 자유진동의 경우 감쇠와 외력을 0 이라 놓으면 다음과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{q}\}+[K]\{q\}=\{0\} \tag{4.1}$$

여기서,

$[K]$: 비틀림 강성 매트릭스

$[M]$: 질량 관성모멘트 매트릭스

$\{q\}$: 변위 벡터,

$\{\ddot{q}\}$: 변위의 2차 도함수 벡터

미분방정식 (4.1)의 기본해인 벡터 $\{q\}$의 요소를

$$q_j = u_j \cos(\omega t - \varphi) \quad (\text{단, } j = 1,\ 2,\ \cdots,\ n) \tag{4.2}$$

라 가정하고 (4.1)식에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$([K] - \omega^2[M])\{u\} = \{0\} \tag{4.3}$$

(4.2)식은 u_j 에 관한 제차방정식이므로 u_j가 0 이 아닌 해를 갖기 위해서는 (4.2)식의 계수행렬식이 0 이어야 한다. 즉,

$$| [K] - \omega^2[M] | = \begin{vmatrix} k_{11} - \omega^2 m_{11} & k_{12} - \omega^2 m_{12} & \cdots & k_{1n} - \omega^2 m_{1n} \\ k_{21} - \omega^2 m_{21} & k_{22} - \omega^2 m_{22} & \cdots & k_{2n} - \omega^2 m_{2n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ k_{n1} - \omega^2 m_{n1} & k_{n2} - \omega^2 m_{n2} & \cdots & k_{nn} - \omega^2 m_{nn} \end{vmatrix} = 0 \tag{4.4}$$

특성방정식 (4.3)은 ω^2 에 관한 n 차 대수방정식이며, 이것을 풀면 n 개의 고유각진동수 ω_r^2(단, $r = 1,2,...,n$) 이 결정된다. 물리적 이유를 고려하여 ω_r 의 양(+)의 값만을 취하면 이들 값 중에서 적은 것부터 순차로 1차, 2차, ⋯, n 차 고유진동수이다. 지금 r 차 고유각진동수 ω_r 을 (4.2)식에 대입하고 그 때의 진폭벡터를 $\{u^{(r)}\}$ 이라고 하면 다음과 같이 된다.

$$([K] - \omega_r^2[M])\{u^{(r)}\} = \{0\} \tag{4.5}$$

이 성분을 풀어쓰면 다음과 같다.

$$
\begin{aligned}
&(k_{11}-\omega_r^2 m_{11})u_1^{(r)}+(k_{12}-\omega_r^2 m_{12})u_2^{(r)}+\cdots+(k_{1n}-\omega_r^2 m_{1n})u_n^{(r)}=0\\
&(k_{21}-\omega_r^2 m_{21})u_1^{(r)}+(k_{22}-\omega_r^2 m_{22})u_2^{(r)}+\cdots+(k_{2n}-\omega_r^2 m_{2n})u_n^{(r)}=0\\
&\qquad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&(k_{n1}-\omega_r^2 m_{n1})u_1^{(r)}+(k_{n2}-\omega_r^2 m_{n2})u_2^{(r)}+\cdots+(k_{nn}-\omega_r^2 m_{nn})u_n^{(r)}=0
\end{aligned}
\tag{4.6}
$$

진폭벡터$\{u^{(r)}\}$의 요소 $u_j^{(r)}$(단, $j=1,2,...,n$)는 진동의 각 좌표의 진폭을 부여한다. (4.6)식은 동차방정식이고 계수행렬이 0이므로 $u_j^{(r)}$의 절대치는 정해지지 않으나 진폭비

$$
u_1^{(r)} \;:\; u_2^{(r)} \;:\; \cdots \;:\; u_n^{(r)} \tag{4.7}
$$

은 정해진다. 여기서,

$$
u_1^{(r)}=1 \tag{4.8}
$$

과 같이 하나의 성분을 1로 취하거나 또는

$$
\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} m_{jk}\,u_j^{(r)}\,u_k^{(r)} = \{u^{(r)}\}^T[M]\{u^{(r)}\} = 1 \tag{4.9}
$$

과 같이 기준화(normalizing)하면 해는 $\{u^{(r)}\}\cos(\omega_r t-\psi_r)$로 주어진다. 이 해는 모든 좌표가 동일한 진동수 ω_r과 위상 ψ_r을 가지며 그 진폭비가 일정한 진동을 부여하는 것으로 r차 기준진동이라 부른다. 또한 진폭 $\{u^{(r)}\}$은 진동의 형태를 부여하는 것이며 기준진동 모드라 한다. n자유도계에서는 n개의 고유진동수가 있으므로 이들에 대응하여 n가지의 기준진동모드 $\{u^{(r)}\}$이 존재하게 되

며, 자유진동은 이러한 기준진동의 합으로 표시된다.

$$\{q\} = \sum_{r=1}^{n} \{q^{(r)}\} = \sum_{r=1}^{n} c_r \{u^{(r)}\} \cos(\omega_r t - \psi_r) \tag{4.10}$$

여기서 $2n$ 개의 임의의 정수 c_r, ψ_r (단, $r = 1,\ 2,\ \cdots,\ n$) 는 초기조건 $q_i(0)$, $q_j(0)$ (단, $j = 1,2,...,n$) 에 의하여 결정된다. 또한, (4.5)식을 다음과 같이 고쳐 쓰고,

$$[K]\{u\} = \omega^2 [M]\{u\} \tag{4.11}$$

위 식의 양변에 왼쪽으로부터 $[M]^{-1}$ 을 곱하고, $\lambda = \omega^2$, $[A] = [M]^{-1}[K]$ 라 놓으면 다음과 같이 정리된다.

$$[A]\{u\} = \lambda\{u\} \tag{4.12}$$

이 식을 만족하는 λ 및 $\{u\}$를 구하는 문제가 고유치 문제이며, (4.12)식에서 λ는 매트릭스 $[A]$의 고유치, $\{u\}$는 고유치 λ에 대한 고유벡터이다. 즉, 다자유도계의 고유진동수와 기준진동형을 구하는 문제는 매트릭스 $[A]\,(=[M]^{-1}[K])$의 고유치와 고유벡터를 구하는 문제로 귀착된다. 다만, 고유진동수는 $[A]$ 의 고유치의 평방근을 취해야 하고, 이와 같이 구한 고유각진동수를 2π 로 나누어야 한다.

(4.3)식의 해는, 만약 행렬식 $([K] - \omega^2[M]) = 0$ 이고 $\{u\} \neq 0$ 이면, 이는 의미 있는 해가 되며 (4.3)식은 다음과 같이 간략하게 된다.

$$([K] - \omega^2[M]) = 0 \tag{4.13}$$

$$([K]-\lambda[M])=0 \tag{4.14}$$

이 행렬은 이산 고유값 λ_j 또는 ω_j^2 에서 오직 0 이 되고, 따라서 (4.13)식은 다음과 같이 정리된다.

$$([K]-\omega_j^2[M])\{u_j\}=0 \quad (\text{단, } j=1,\ 2,\ \cdots,\ n) \tag{4.15}$$

각 고유치와 고유벡터는 물체의 자유진동모드를 정의하고, j 차 고유값 λ_j 는 다음과 같은 j 차 고유진동수와 관련이 있다.

$$f_j=\frac{\omega_j}{2\pi} \tag{4.16}$$

$$\omega_j=\sqrt{\lambda_j} \tag{4.17}$$

그리고 고유치 및 고유벡터의 수는 자유진동의 수와 같다. ANSYS에서 다자유도계의 유한요소로 표시되는 계의 고유응답은 주좌표계에서 방정식 (4.1)의 해로서 얻어지며, 전체 시스템의 모델은 각각의 타 좌표계와 독립된 단일 좌표계에 의한 각 질량요소의 운동으로 나타낸다. 그리고 각 독립적인 방정식은 모든 절점에 대하여 1자유도계로 처리한다.

4.3 진동해석 모델 및 기진주파수

4.3.1 진동해석 모델

Fig. 2.1 및 **Fig. 2.3**에 제시한 연구대상 실린더 커버 스터드에 대해 진동모드해석을 위해 **Fig. 4.1**과 같이 Solid모델 모델링하였으며, 각 요소의 특성치는 **Table 2.1**에 제시한 값을 적용하였다. 해석은 스터드의 실제 체결 상태를 반영하여 다음 2가지 경우에 대해 수행한다.

Case 1 : 스터드 너트의 완전 체결상태를 반영하여 상, 하단을 구속

Case 2 : 스터드 너트가 풀렸을 때의 상태를 반영하여 하단을 구속하고 상단을 불구속

Fig. 4.1 Model of vibration mode analysis for stud

4.3.2 기진주파수 분석

스터드에 작용하는 주 기진주파수는 엔진의 실린더내 연소에 의한 변동하중으로 엔진 회전수당 1회의 폭발행정에 따른 주기로 사이클을 이루고 실린더 커버 스터드에 기진 주파수로 작용한다. 즉 엔진 축회전수 1차 성분이 주 기진주파수로 이 기진주파수와 공진시 스터드는 심각한 손상을 초래할 수 있다.

이 외에도 실린더 커버는 8개의 스터드로 고정되므로 축회전수의 8×1차 성분을 기진 주파수로 가정할 수 있으며 이 주파수는 엔진 축회전수 1차 성분에 비교시 스터드에 대한 영향은 상대적으로 적을 것으로 사료된다.

또한 12K98MC-C엔진은 실린더 수가 12개이므로 폭발순서에 따라 매 30° 간격마다 폭발하며, 3차, 4차, 8차, 9차의 X모멘트와 12차의 H모멘트가 생긴다[14]. 따라서 횡기진력으로 3차, 4차, 8차, 9차 및 12차, 그리고 8개의 스터드를 고려한 8×3차, 8×4차, 8×8차, 8×9차 및 8×12차의 본체진동 주파수를 기진 주파수로 가정할 수 있다.

이상을 정리하여 스터드의 기진 주파수를 정리하면 **Table 4.1**과 같다.

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Table 4.1 Exciting frequency of system

No	Description	Order (for shaft rpm)	Exciting frequency [Hz] (rpm range : 26~104 rpm)	Remark
1	explosion cycle	× 1	0.4 ~ 1.7	
		× 8 × 1	3.5 ~ 13.9	
2	X moment	× 3	1.3 ~ 5.2	
		× 4	1.7 ~ 6.9	
		× 8	3.5 ~ 13.9	
		× 9	3.9 ~ 15.6	
		× 8 × 3	10.4 ~ 41.6	
		× 8 × 4×	13.9 ~ 55.5	
		× 8 × 8	27.7 ~ 110.9	
		× 8 × 9	31.2 ~ 124.8	
3	H moment	× 12	5.2 ~ 20.8	
		× 8 × 12	41.6 ~ 166.4	

4.4 해석결과 및 검토

본 연구에서 스터드의 모드해석은 ANSYS code로 수행하였으며, 고유진동수 해석결과는 Table. 4.2와 같다. 표에서 음영 처리된 부분은 엔진의 운전영역에서 존재하는 고유진동수이다.

Table 4.2 Natural frequency of the stud

Mode (order)	Natural Frequency [Hz]	
	Case 1	Case 2
1	506.9	22.1
2	507.1	22.1
3	1387.3	135.5
4	1387.6	135.5
5	2662.9	370.1
6	2663.6	370.2

4.4.1 Case 1(스터드 양단 체결)의 해석 결과 검토

진동특성을 파악하기 위해 1차에서 6차 모드에 이르는 고유진동수와 진동모드를 해석하였으며, Fig. 4.2 캠벨 다이아그램에서 보는 바와 같이, Table 4.2에서 1차 모드가 506.9 Hz로 Table 4.1의 최대 기진주파수, 166.4Hz (H moment, 8×12차)와 비교시 공진의 가능성은 없다. 따라서 스터드가 견고하게 체결되었을 경우에는 공진의 가능성은 없는 것으로 사료된다. Fig. 4.3 ~ Fig. 4.8은 각 모드별 형상을 나타낸 것이다.

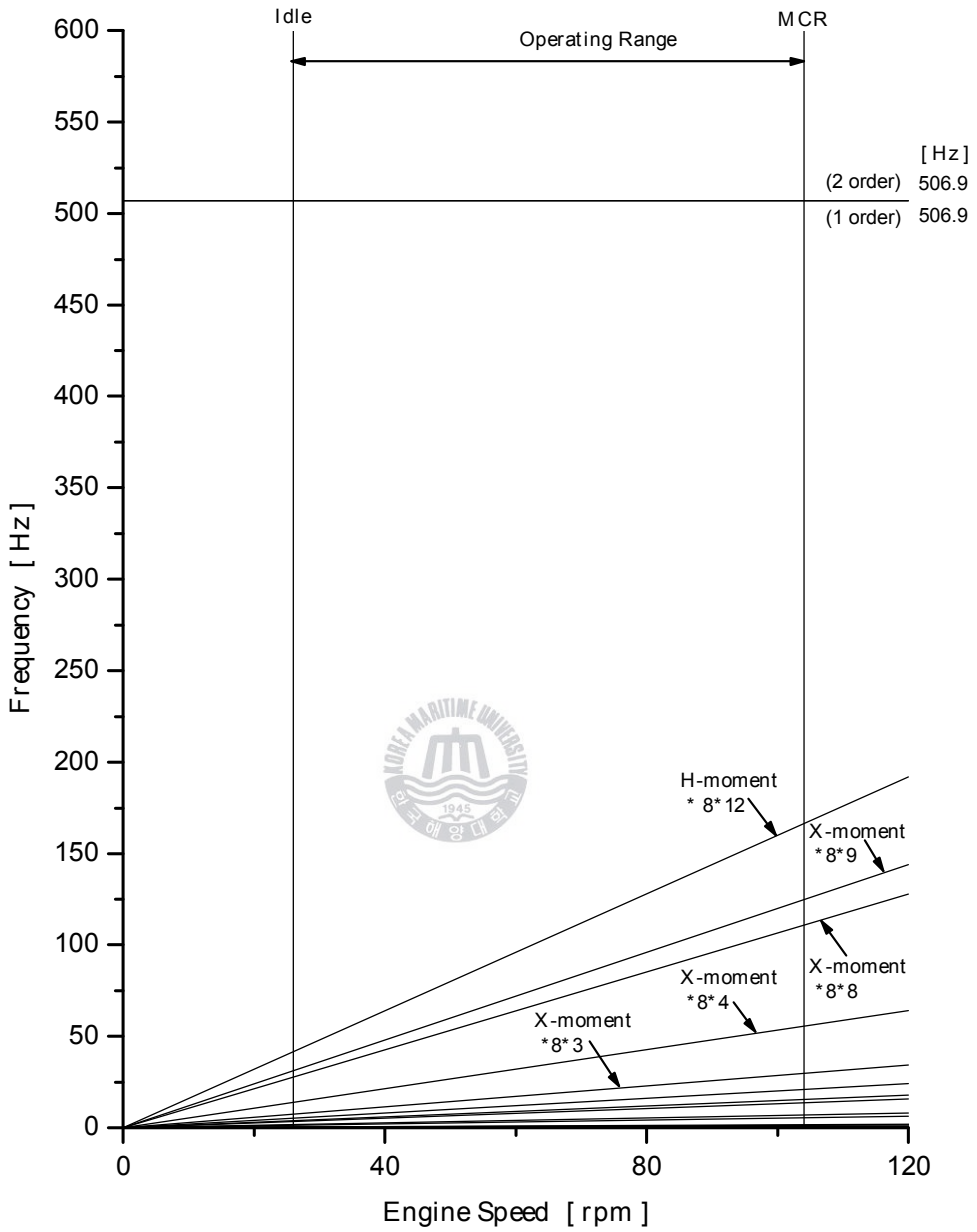

Fig. 4.2 Campbell diagram of excitation for locked stud

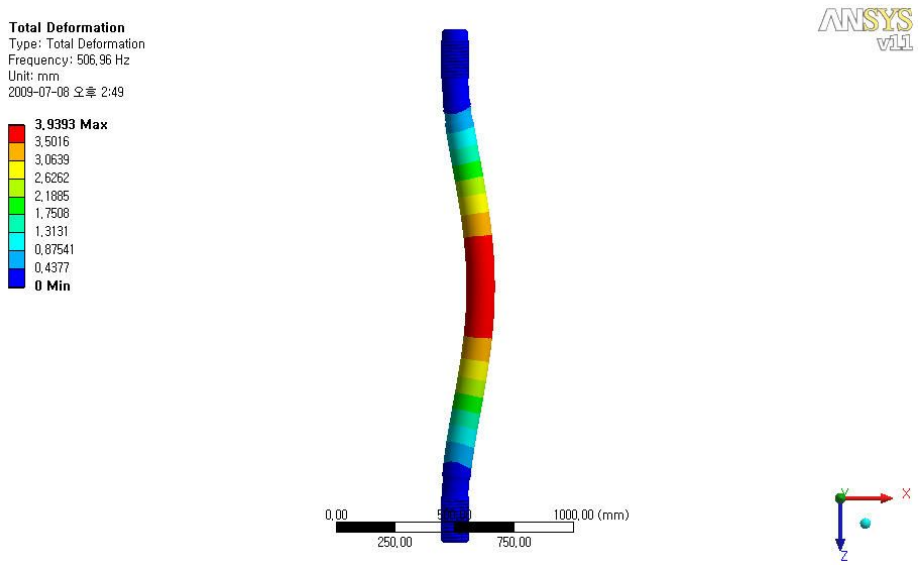

Fig. 4.3 Mode shape of locked stud (1st, 506.9Hz)

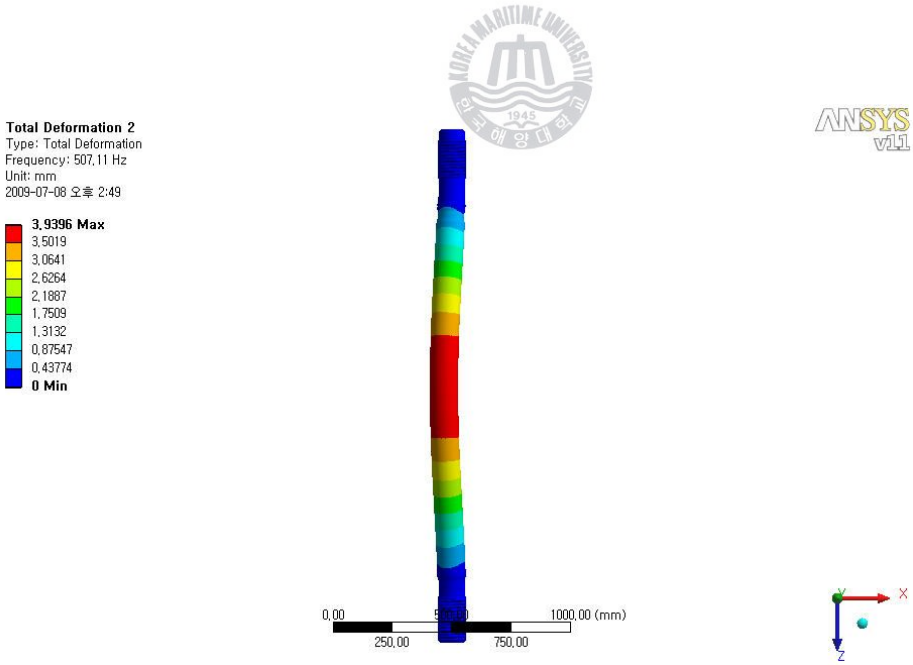

Fig. 4.4 Mode shape of locked stud (2nd, 507.1Hz)

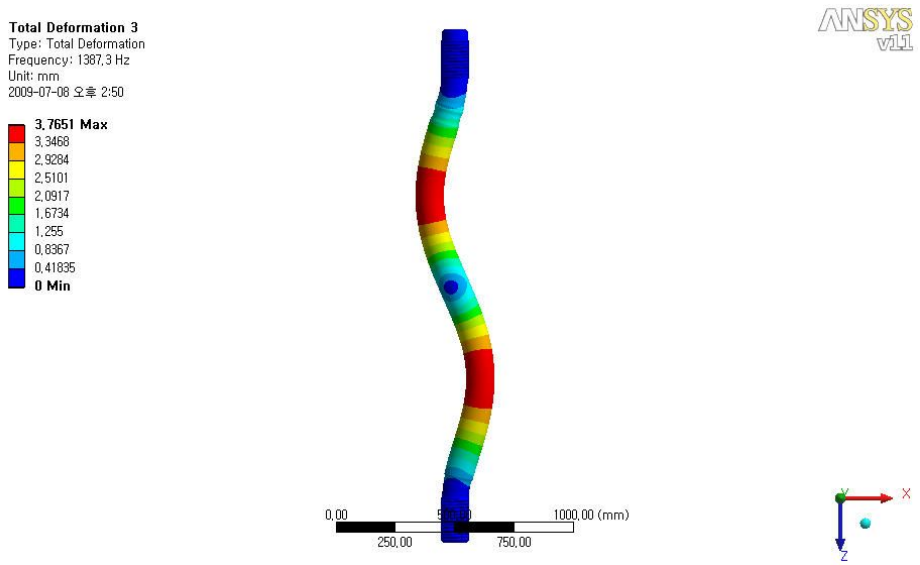

Fig. 4.5 Mode shape of locked stud (3rd, 1387.3Hz)

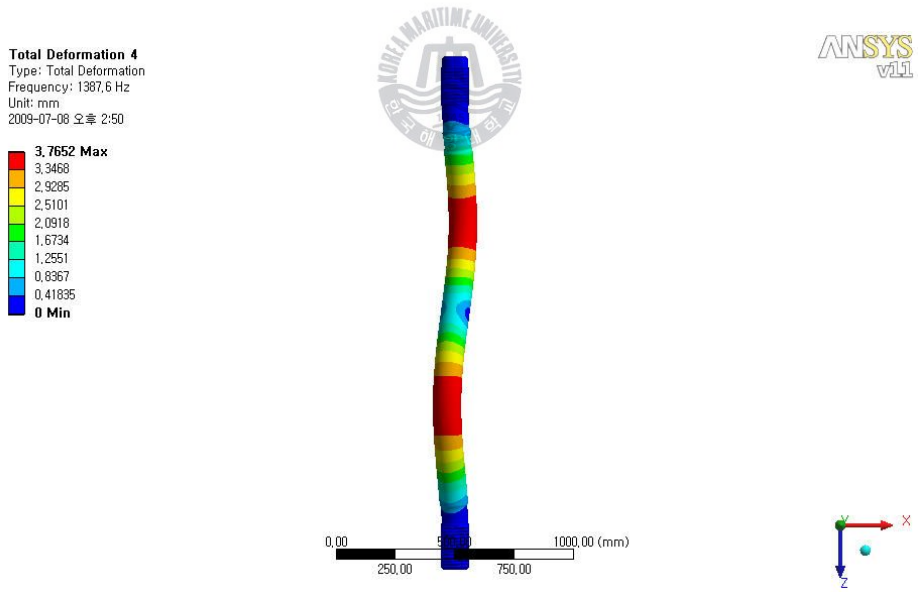

Fig. 4.6 Mode shape of locked stud (4th, 1387.6Hz)

4.4.2 Case 2(스터드 상단 풀림)의 해석 결과 검토

Case 2의 경우 진동특성을 파악하기위해 1차에서 6차 모드에 이르는 고유진동수와 진동모드를 해석하였으며, 엔진 운전영역 내에 고유진동수는 **Table 4.2**에 나타난 바와 같이 모두 4개가 존재하며, 공진모드는 **Fig. 4.7** 캠벨 다이아그램에서 알 수 있듯이 다음과 같다.

- ㅇ 1차(22.1Hz) 모드 : 엔진 X moment, ×8×3차, ×8×4차와 공진
- ㅇ 2차(22.1Hz) 모드 : 엔진 X moment, ×8×3차, ×8×4차와 공진
- ㅇ 3차(135.5Hz) 모드 : 엔진 H moment, ×8×12차와 공진
- ㅇ 4차(135.5Hz) 모드 : 엔진 H moment, ×8×12차와 공진

Case 1에서 보는 바와 같이 스터드가 완전히 체결되어 충분한 장력을 가질 때에는 공진의 가능성은 거의 없으며, 스터드의 설계는 실린더내 폭발 행정시 받는 변동하중으로 인한 피로손상만을 고려하면 된다.

그러나 스터드의 너트가 이완되면 스터드와 엔진 횡진동과 공진이 일어나게 된다. **Fig. 4.8 ~ Fig. 4.12**의 모드형상을 검토 해보면 엔진의 횡진동과 스터드의 상부 나사부에서 가장 큰 변위가 일어나게 되어 나사부가 손상되게 된다. 따라서 스터드의 안정성을 확보하기 위해서 체결너트의 이완방지를 위한 너트의 초기체결력의 충분한 확보 및 풀림방지 구조의 보완 등이 스터드의 안정성을 확보하는데 필수적이다.

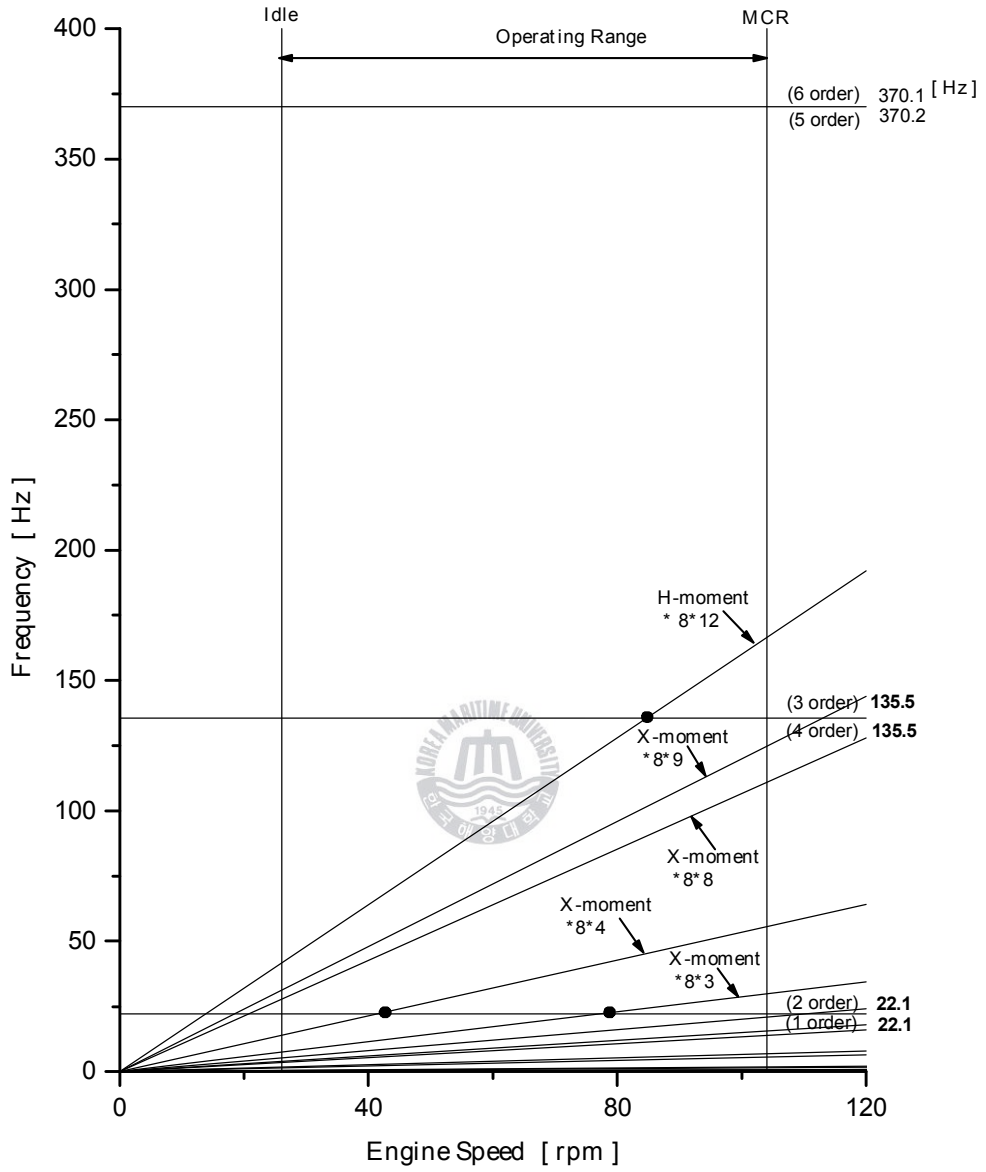

Fig. 4.7 Campbell diagram of excitation for stud with loosened nut

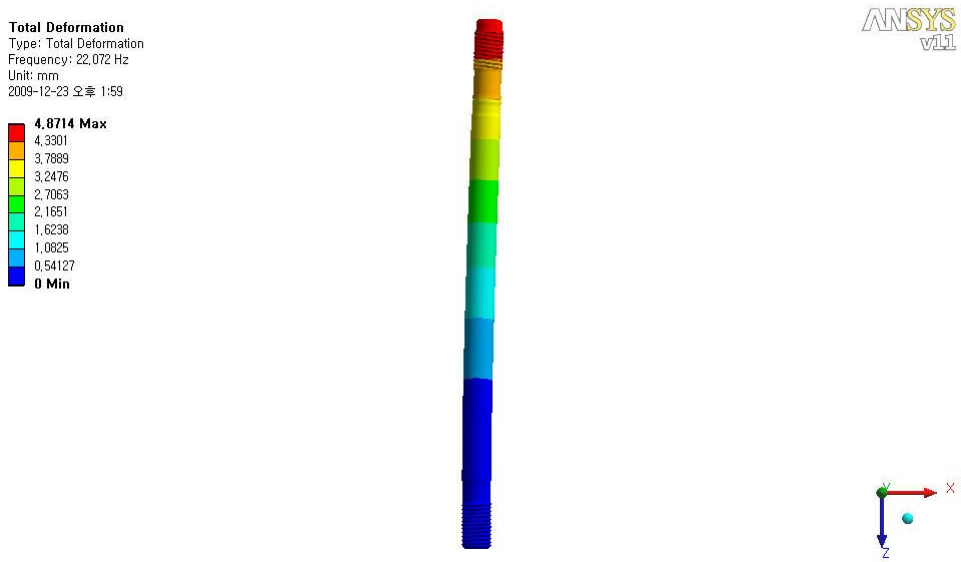

Fig. 4.8 Mode shape of stud with loosened nut (1st, 22.1 Hz)

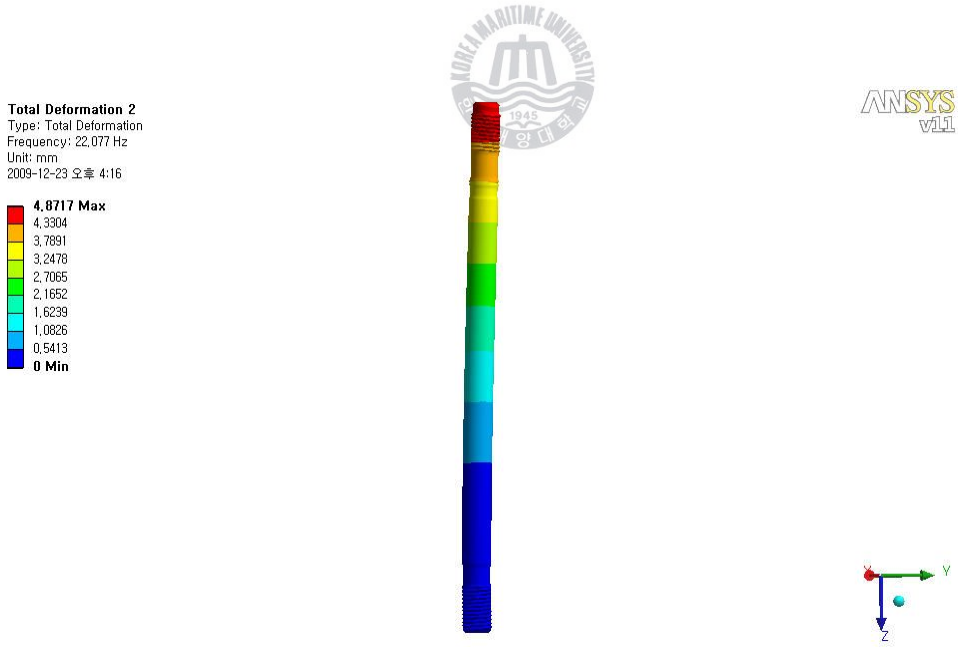

Fig. 4.9 Mode shape of stud with loosened nut (2nd, 22.1 Hz)

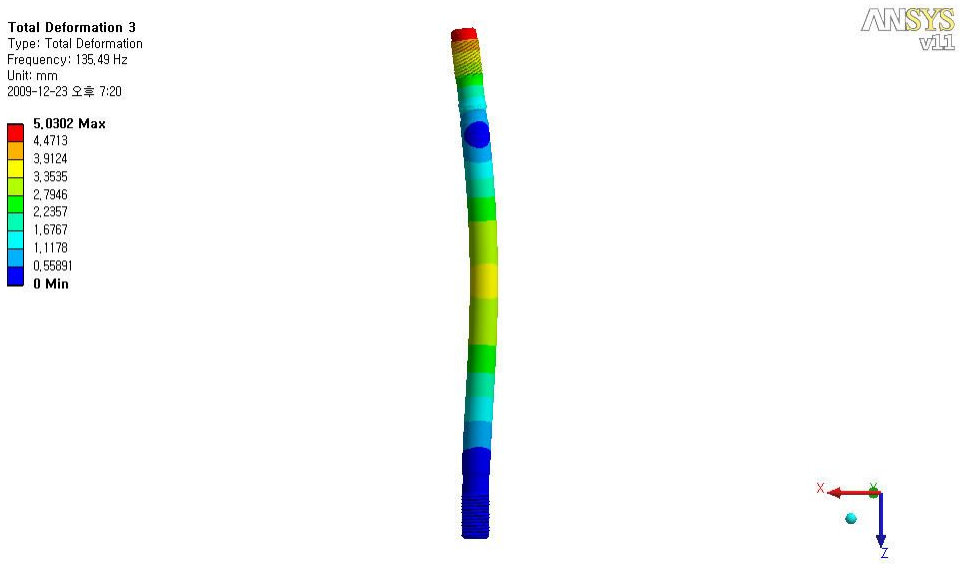

Fig. 4.10 Mode shape of stud with loosened nut (3rd, 135.5 Hz)

Fig. 4.11 Mode shape of stud with loosened nut (4th, 135.5 Hz)

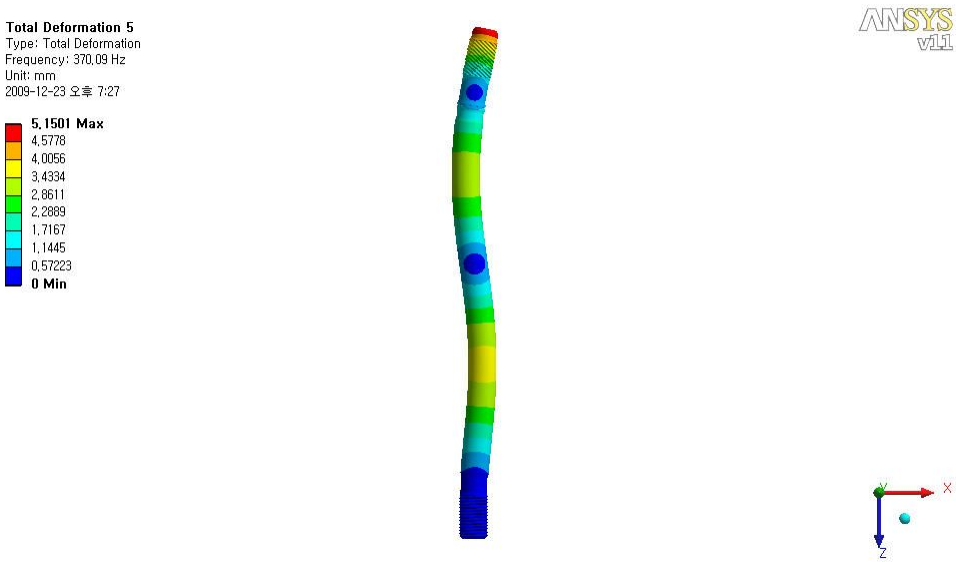

Fig. 4.12 Mode shape of stud with loosened nut (5^{th}, 370.1 Hz)

Fig. 4.13 Mode shape of stud with loosened nut (6^{th}, 370.2 Hz)

제5장 결 론

본 연구에서는 대형 컨테이너선의 주기관용 MAN 12K98MC-C 디젤기관의 실린더 커버용 스터드를 모델로 채택하고 스터드에 대하여 ANSYS Code를 이용한 유한요소 해석으로 피로해석 및 진동해석을 실시하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 연구의 대상인 MAN 12K98MC-C엔진의 실린더 커버용 스터드의 요구 수명은 8.69×10^8 cycle로 강의 피로한도 사이클 10^7을 초과하므로 무한설계방법을 적용하여야 한다.

(2) 스터드를 피로해석한 결과 최소 수명은 강의 무한피로한도 사이클 10^7을 초과하였고, 스터드의 요구 수명, 8.69×10^8 cycle 에서 피로안전율은 스터드의 하부 필렛부에서 최소값이 1.73 으로 스터드의 기대 안전율 1.2 를 만족하여 스터드의 설계는 피로파괴에 대한 안정성을 확보한 것으로 보인다.

(3) 스터드의 진동 특성을 파악하기 위하여 스터드의 기진주파수를 파악하였으며, 2Case로 진동모드해석을 수행하여 기진주파수와 공진여부를 검토하였다.

(4) 진동모드해석 결과 스터드 너트가 완전히 체결된 상태에서는 공진의 가능성은 없으나 너트가 이완된 경우에는 1차~4차까지 공진이 발생하여 스터드 상부 나사부 손상 가능성이 발생한다. 따라서 스터드의 안정성을 확보하기 위해서는, 체결너트의 이완방지를 위한 너트의 초기 체결력의 충분한 확보 및 풀림방지 구조의 보완 등이 필수적인 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

[1] MAN B&W, K98MC-C7 Project Guide, 2009.

[2] 김병주, 이재옥, 박진수, 김세락, “대형엔진 실린더 커버 스터드의 강도 평가”, 대한기계학회 2007도 춘계학술대회 강연 및 논문 초록집, pp.1995~2000, 2001.

[3] (사)한국선급, 선급 및 강선규칙 제5편 제1장 제4절 예비품 및 공구 등, pp. 9~14, 2005.

[4] 김태형, “선박용 디젤 주기관 스터드볼트의 피로파괴 안전성에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위 논문, 2007.

[5] 이종원 외 2인 공역(원저자 : James M. Gere), 재료역학(Mechanics of Materials), 인터비젼, 2004.

[6] 손선태, “분지를 갖는 공기부양선의 추진 및 부양축계의 비틀림 진동 해석에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위 논문, 2005.

[7] 법률 제 6109호 제조물책임법, 2000.

[8] 산업자원부 기술표준원, 기계구조용 합금강 강재, 2007.

[9] The Society of Materials Science, Japan, Databook on Fatigue Strength of Metallic Materials Volume 2, pp. 889~924, 1996.

[10] Ralph I, Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O. Fuchs. Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons Inc., pp. 5~9, 2001.

[10] W. Elber, “Fatigue Crack closure under Cyclic Tension”, Eng. Fracture Mech., Vol. 2, 1970.

[12] 전효중, 김의간 공저, 기계역학, 효성출판사, 2006.

[13] 한국선급, 선박진동・소음 제어지침", 1997.

[14] 김문수, “초대형 컨테이너 운반선의 기관 횡진동에 관한 연구”, 부산대학교 석사학위 논문, 1997.

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교