



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](#)

공학석사 학위논문

작동환경에 따른 항공기용 열교환기  
진동 특성에 관한 연구

**A Study on Vibration Characteristics of Aircraft Heat  
Exchanger in the Operating Environment**

지도교수 조 종 래

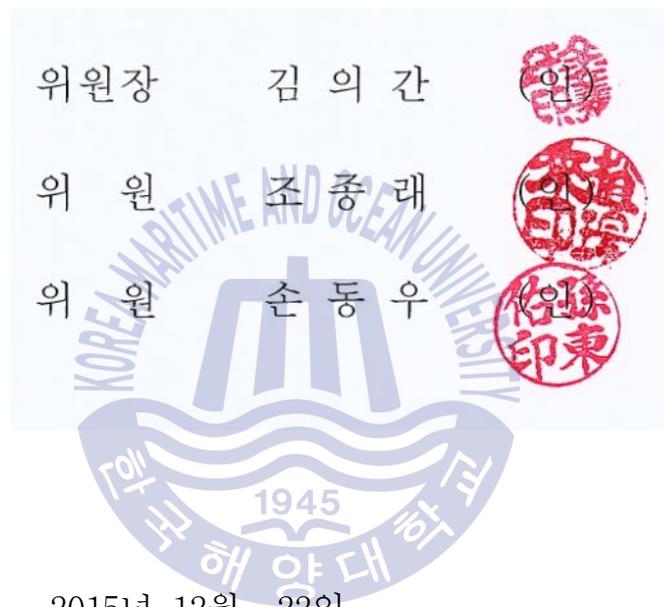
2016년 2월 45

한국해양대학교 대학원

기계공학과

탁 아 란

본 논문을 탁아란의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2015년 12월 22일

한국해양대학교 대학원

# 목 차

Abstract .....	i
Nomenclature .....	iii
List of Tables .....	iv
List of Figures .....	v
1. 서론 .....	1
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구 동향 .....	2
1.3 연구 내용 및 목적 .....	3
2. 진동 시험의 이론적 배경 .....	4
3. 부분 모델의 진동특성 예측 평가 .....	8
3.1 Inconel 625 합금의 물성 .....	8
3.2 부분모델의 진동 완화 배플 유무에 따른 진동특성 시험 .....	11
3.2.1 시험 장비 및 시편 .....	12
3.2.2 시험 조건 .....	14
3.2.3 시험 결과 .....	15
3.2.4 해석 결과 .....	18
3.3 부분 모델의 조화 해석 .....	21
3.3.1 해석 모델 .....	21
3.3.1 해석 결과 .....	23
4. 부분 모델에 대한 고온 피로 수명 예측 .....	26
4.1 부분 모델에 대한 고온 진동 해석 .....	26

4.1.1 해석 모델 .....	26
4.1.2 열교환기 모델의 건전성 평가 .....	27
4.1.3 해석 결과 .....	29
<b>5. 전체 모델에 대한 진동 특성 평가 .....</b>	<b>34</b>
5.1 전체 모델에 대한 진동 특성 예측 .....	34
5.1.1 전체 모델의 모달 해석 .....	34
5.1.2 해석 결과 .....	36
5.1.3 전체 모델의 진동 시험 조건 .....	36
5.1.4 전체 모델의 진동 시험 결과 .....	38
<b>6. 결론 .....</b>	<b>39</b>
<b>참고문헌 .....</b>	<b>41</b>



# **A Study on Vibration Characteristics of Aircraft Heat Exchanger in the Operating Environment**

Ah Ran Tak

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## **Abstract**

The objective of this paper is to develop the methods of vibration test in order to predict the vibration characteristics for Inconel 625 fine tubes used in tube bundle type heat exchanger. The two Flat U-tube segments with anti-vibration baffle and without anti-vibration baffle were applied to compare the vibration characteristics according to the baffle of bent tube under the operating conditions.

The excitation test was carried out under operating condition. The two segment models were performed the excitation under room temperature. Bent tubes have the same shape and height, but a segment model with anti-vibration baffle has an additional baffle.

First, we performed the modal analysis to predict the resonance frequency

of bent tube. In segment model without anti-vibration baffle, the natural frequencies of 1st, 2nd and 3rd tube were 221 Hz, 264 Hz, 323 Hz, respectively. In segment model with anti-vibration baffle, the natural frequencies of 1st, 2nd and 3rd tube were 311 Hz, 384 Hz and 483 Hz, respectively. We performed the sweep vibration test to observe the vibration characteristics of tubes in the frequency range of 50 to 2,000Hz and acceleration of 30 G. We measured the resonance frequency and maximum displacement of tubes using a high speed camera and camcorder. In segment model without anti-vibration baffle, the natural frequencies of 1st, 2nd and 3rd tube were 213 Hz, 250 Hz and 303 Hz, respectively. The maximum displacement of 1st and 2nd tube was 12 mm and 10 mm, respectively. In segment model with anti-vibration baffle, the natural frequencies of 1st, 2nd and 3rd tube was 285 Hz, 333 Hz and 455 Hz, respectively. The maximum displacement of 1st and 2nd tube was 5 mm and 3 mm, respectively.

The natural frequencies obtained from the test results are compared with those obtained from the analytical results. We could see that the difference between analysis data and test data was 3 ~ 15%. The cause of the difference is that the exactly boundary condition on the contact behavior at the gap between tube and baffle was not applied in dynamic analysis.

The maximum displacements at resonance frequency of segment model without anti-vibration baffle are compared with those at resonance frequency of segment model with anti-vibration baffle. The maximum displacements at segment model without anti-vibration baffle were approximately 150 - 250 % larger than those at segment model with anti-vibration baffle. The cause of the large difference is the anti-vibration baffle which is for preventing the vibration in the upper part of tubes.

Harmonic analysis was carried out to predict the stress and behavior of segment model. With the results of modal analysis of segment model,

harmonic analysis was performed in the operating environment under room temperature. The amplitude at segment model without anti-vibration baffle was 55.8 % larger than those at segment model with anti-vibration baffle. Also, the stress was reduced upto 63.6 % at segment model with anti-vibration baffle. The maximum von-Mises stress of the tube part of 2 kinds of segment model were less than the fatigue strength at  $10^8$  cycle at 300 K.

Inconel segment model was required to verify dynamic characteristics under high temperature. The amplitude at segment model without anti-vibration baffle was 54.4 % larger than those at segment model with anti-vibration baffle. Also, the stress was reduced upto 62.3 % at segment model with anti-vibration baffle. The maximum von-Mises stress of the tube part of 2 kinds of segment model were less than the fatigue strength at  $10^8$  cycle at 1,000 K.

The aim of this study is to observe the vibration characteristics of full model. We carried out the modal analysis to predict a resonance frequency before vibration test for full model. First, a modal analysis was performed to predict natural frequency of case part of full model.

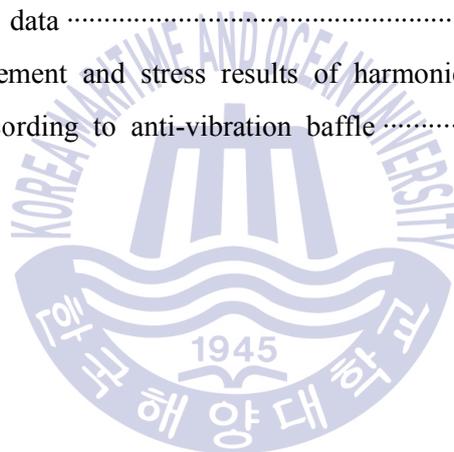
The resonance frequency in baffle was observed at approximately 749 Hz. This dynamic behavior of baffle was observed using a high speed camera and camcorder.

## Nomenclature

$[M]$	: 질량 행렬(mass matrix)
$[C]$	: 감쇠 행렬(damping matrix)
$[K]$	: 강성 행렬(stiffness matrix)
$\{\ddot{x}(t)\}$	: 절점의 가속도 벡터(nodal acceleration vector)
$\{\dot{x}(t)\}$	: 절점의 속도 벡터(nodal velocity vector)
$\{x(t)\}$	: 절점의 변위 벡터(nodal displacement vector)
$\{F(t)\}$	: 작용하중 벡터(applied load vector)
$\{\Phi\}$	: 자유진동 모드행렬 (natural frequency mode matrix)
$E$	: 탄성 계수(Young's modulus)
$x_{\max}$	: 최대 변위(maximum displacement)
$i$	: -1의 제곱근(square root of -1)
$f$	: 주파수(imposed frequency, cycle/time)
$\alpha$	: 선팽창계수(mean linear expansion, $\mu\text{m}/\mu\text{mK}$ )
$\gamma$	: 전단 변형률(shearing strain)
$\epsilon$	: 인장 변형률(tensile strain)
$\nu$	: 포아송비(Poisson's ratio)
$\sigma$	: 인장 응력(tensile stress)
$\tau$	: 전단 응력(shearing stress)
$\phi$	: 변위 위상각(displacement phase shift, radians)
$\psi$	: 가진 위상각(force phase shift, radians)
$\omega$	: 진동수(imposed circular frequency, radians/time)

## List of Tables

<b>Table 1</b>	Chemical compositions of Inconel 625[18] .....	8
<b>Table 2</b>	Material properties of Inconel 625[18] .....	9
<b>Table 3</b>	Comparison of the first resonance frequency at test and modal analysis .....	18
<b>Table 4</b>	Comparison displacement and stress results of harmonic analysis of segment model according to anti-vibration baffle .....	23
<b>Table 5</b>	Comparison of the first resonance frequency at test and modal analysis .....	27
<b>Table 6</b>	Comparison of the first resonance frequency at modal analysis under room temperature (293 K) and high temperature (1,000 K) .....	28
<b>Table 7</b>	Inconel 625 fatigue data .....	29
<b>Table 8</b>	Comparison displacement and stress results of harmonic analysis of segment model according to anti-vibration baffle .....	30



## List of Figures

<b>Fig.1</b> Tensile properties of annealed bar10[18] .....	10
<b>Fig.2</b> Tensile properties of cold-rolled annealed sheet10[18] .....	10
<b>Fig.3</b> Tensile properties of hot-rolled solution-treated rod10[18] .....	11
<b>Fig.4</b> Segment model specimens .....	12
<b>Fig.5</b> Drawing of the segment models .....	13
<b>Fig.6</b> Installation of equipment for excitation test .....	14
<b>Fig.7</b> 1st tube of segment model without anti-vibration baffle to high speed camera .....	16
<b>Fig.8</b> 1st tube of segment model with anti-vibration baffle to high speed camera .....	16
<b>Fig.9</b> Comparison of the first resonance frequency and amplitude of the two segment model .....	17
<b>Fig.10</b> Comparison of the first resonance frequency for analysis data and test data .....	19
<b>Fig.11</b> Modal analysis of two kinds of segment model .....	20
<b>Fig.12</b> 3D modeling of segment model for harmonic analysis .....	22
<b>Fig.13</b> Boundary condition for harmonic analysis .....	22
<b>Fig.14</b> Harmonic analysis of two kinds of segment model .....	24
<b>Fig.15</b> Graph of amplitude and stress results of harmonic analysis of 2 kinds of segment model (1st tube @ 293 K) .....	25
<b>Fig.16</b> 3D modeling of segment model for harmonic analysis .....	27
<b>Fig.17</b> Boundary condition for harmonic analysis .....	28
<b>Fig.18</b> Inconel 625 fatigue data depending on temperature .....	29
<b>Fig.19</b> Harmonic analysis of two kinds of segment model .....	31

<b>Fig.20</b> Graph of amplitude and stress results of harmonic analysis of two kinds of segment model (1st tube @ 1,000K) .....	33
<b>Fig.21</b> 3D full modeling of heat exchanger and Jig .....	35
<b>Fig.22</b> Boundary condition for modal analysis of full model .....	36
<b>Fig.23</b> Mode shape in case part resonance frequency (422 Hz) obtained from the modal analysis .....	37
<b>Fig.24</b> Installation of equipment for excitation test of full model .....	38
<b>Fig.25</b> Behavior of baffle through the test of full model .....	39



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

열교환기는 난방, 공기조화, 동력발생, 폐열회수 그리고 화학공정 등에서 많이 사용되고 있다. 전 세계적으로 연료의 부족과 환경오염의 심각성이 대두되고 있기 때문에 효율성이 강화되고 내구성이 높으며 낮은 오염도를 나타내는 다양한 종류의 열교환기의 개발이 활발하게 이루어지고 있다.

열교환기를 설계하는 경우에는 주로 열적 및 유체 공학적 특성이외에 강도, 안전성, 진동 및 부식 등의 기계적인 특징을 고려하여야 하며, 항공기등과 같은 운송 장치에 사용되는 경우에는 열교환기의 소형화, 경량화 문제를 설계 시에 고려하여야 한다. 하지만, 항공기나 발전 플랜트에 적용된 열교환기의 작동 환경은 고온이며 연소과정에서 강력한 진동이 발생되기 때문에 열교환기의 구조적 강도를 만족시키는 설계를 하는 것은 쉬운 일이 아니다. 특히 열하중과 진동하중에 대한 구조적 만족조건이 서로 상반되는 성격을 가지고 있어서 설계를 더욱 어렵게 한다.

고온, 고압, 고진동의 환경에 노출되는 항공기의 열교환기의 경우 특히 구조적 강도나 진동에 의한 파손이 염려되는 부분이다. 특히 진동에 의한 파손은 예측하기가 어렵고 운전 상태에서의 진동특성을 파악하기가 어렵다. 이러한 열 교환기의 개발이 순조롭고 빠르게 진행되기 위해서 시험 및 해석에 대한 간략화와 제작기법을 개발하는 것이 매우 중요하다. 최근 다양한 분야에서 새로운 해석기법을 통해 현상을 예측하는 방법을 연구하고 있으며, 이러한 해석을 통한 결과를 토대로 진동의 특성을 예측하고 열교환기의 개발뿐만 아니라 작동조건에서 발생할 수 있는 문제점을 찾는

방법으로도 활용 되고 있다.

## 1.2 연구 동향

전 세계적으로 열교환기 시장은 매년 크게 증가하고 있으며, 각 나라에서는 고성능의 열교환기 개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 특히 연소기관에 장착되는 열교환기는 연료 효율의 증대와 오염물질 배출 감소와 직접적인 영향을 미치기 때문에 많은 관심을 받고 있으며 다양한 형태의 열교환기가 개발되고 있다. 특히 항공기와 발전플랜트 및 선박에 사용되는 열교환기는 그 제약조건 때문에 개발에 큰 어려움을 겪는다.

ACARE(Advisory Committee for Aeronautics Research in Europe)는 항공기 엔진을 위한 유럽 환경 기준을 건의하였다. 기준은 2020년까지 이산화탄소( $\text{CO}_2$ )를 20% 감소, 질소산화물( $\text{NOX}$ ) 배출의 80% 감소 그리고 항공기 소음을 줄이는 것을 포함한다.<sup>[2]</sup> 첨단 기술 열교환기는 이러한 배출 감소 목표를 달성하기 위하여 반드시 필요하다. 항공기 및 플랜트용 가스터빈 엔진을 위한 열교환기의 개발은 도전적인 특성을 요구한다. 개발을 위해서는 많은 연구 자금이 필요하고 이를 위해 국제적 협력과 정책적인 협력이 요구된다.<sup>[3]</sup>

이러한 열교환기 개발에 있어서 악조건에서의 기계적 강도를 보장하는 것은 매우 중요한 일이며, 다양한 시험 방법을 통해 그 검토가 이루어지고 있다.

일반적으로 기계적 결함은 과도변형, 연성과괴, 취성과괴, 마모 등 피로파괴를 포함한 다양한 유형으로 발생하며, 그 중에서 피로파괴는 반복 하중에 의해 발생하는데 많은 저서에서 기계적 결함의 50% 이상이 피로에 의해 발생한다고 제시하고 있다.<sup>[4]</sup> 이러한 피로문제는 환경과 안전의 문제 때문에 원자력 발전소 기구들의 제작에 있어서도 심도 있게 검토가 이루어지고 있으며 최근 미국기계공학회(ASME)는 환경피로와 관련된 Code의 추가 및 개정을 준비 하고 있는 것으로 알려져 있다.<sup>[6]</sup>

### 1.3 연구 내용 및 목적

고온 고압 환경에서 노출되는 항공기용 열교환기는 무게측면에서 경량성을 가져야 하며 고효율의 성능을 보장해야한다. 이러한 조건을 만족시키기 위해서는 열전달 효율을 극대화하고 전열 면을 넓혀야 하지만 부품의 크기가 작아짐에 따라 구조적인 강도에 영향을 줄 수 있다. 고온 고압에 노출되면서 발생하는 응력으로 인해서 열교환기의 형상의 설계에서 어려움을 주고 있으며, 특히 미세 관형 열교환기의 경우 고온 진동환경에 노출되면서 미세 관의 진동에 따른 마모, 파손이 일어나게 된다. 이러한 작동환경을 고려하여 고온, 고압에 유리한 Inconel 625 합금을 선정하여 연구에 사용하였다. 고온 고압에서 높은 기계적 성질을 가지고 있지만, 브레이징 과정을 거치면서 재료가 고온에 노출되어 이로 인하여 발생하는 재료의 성질변화를 고려하여 미세 관에 대한 추가적인 기계적 특성을 검증하는 과정이 필요하다.

본 논문에서는 항공기용 공기 대 공기 형식의 미세 관형 열교환기의 작동환경의 조건을 부분 모델에 적용하여 진동실험과 유한요소해석을 사용하여 진동에 의해서 발생하는 응력과 고유진동수를 예측하였다. 또한 부분 모델의 배플에 따른 진동특성을 확인하고, 고온에서 진동 피로시험에 대한 절차를 확립에 대한 연구를 수행하였다. 또한 전체 모델에 유한요소해석을 사용하여 고유진동수를 예측하고 진동에 의해서 발생하는 변위를 가시화하여 나타내었다.

## 제 2 장 진동시험의 이론적 배경

진동을 보는 두 가지 측면은 시간 영역에서 진폭을 보거나 주파수 영역에서 진폭을 살펴는 것이라고 했다. 주파수 영역에서 진동시스템의 반응을 관찰하는 방법은 입력 가진 형태가 정현파(sine function)와 같이 주파수와 모양이 정확히 알려질 때 진동시스템의 응답이 어떻게 되는가 조사하는 것이다. 앞 절에서와 같이 조화파의 강제가진 일 때 고유진동수와 가진 진동수의 비에 의해 진폭은 물론 위상차까지 알 수 있었다. 강제 가진에 대한 응답을 수식적으로 나타낼 수 있다.

### 2.1 강제 가진의 응답

진동에서 마찰력은 항상 운동방향과 반대로 작용하기 때문에 위상을 늦추는 역할을 한다. 비감쇠진동과 달리 외부에서 작용하는 힘을 받아 움직이는 감쇠강제 진동인 경우 마찰력으로 인해 위상차가 발생한다. 복소수로 진동을 표현하면 진폭 변화는 물론 위상 변화까지 동시에 나타내고 계산할 수 있다.

$$X(t) \equiv X_0 e^{j\Omega t}, X_0 \equiv X_0 e^{-j\varphi}$$

$$F(t) \equiv F_0 e^{j\Omega t}$$

$$\varphi\{X(t)\} = X_0 \sin(\Omega t - \psi), \varphi\{F(t)\} = F_0 \sin(\Omega t)$$

(1)

이 식을 아래의 강제진동 운동방정식 (2) 에 대입하면 (3)식을 구할 수 있다.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \sin(\Omega t) \quad (2)$$

$$m\ddot{X}(t) + c\dot{X}(t) + kX(t) = F(t) \quad (3)$$

1계, 2계 미분을 구하여 정리하면, (4)의 식을 구할 수 있다.

$$m(-\Omega^2) + c(j\Omega)X_0 + kX_0 e^{j\Omega t} = F_0 e^{j\Omega t} \quad (4)$$

$$(k - m\Omega^2) + jc\Omega X_0 = F_0$$

복소수 진폭  $X_0$ 에 대해 항을 정리한다.

$$\begin{aligned} X_0 &= \frac{F_0}{(k - m\Omega^2) + jc\Omega} = \frac{F_0}{m} \frac{1}{\omega_n^2 (1 - (\Omega/\omega_n)^2) + j2\zeta\Omega} \\ &= \frac{F_0}{k} \frac{1}{(1 - \eta^2) + j2\zeta\eta} = \frac{F_0}{k} \left\{ \frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2} + \frac{-2j\zeta\eta}{(1 - \eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2} \right\} \\ &= \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2}} (\cos\varphi - j\sin\varphi) \\ &= \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2}} e^{-j\varphi} = X_0 e^{-j\varphi} \end{aligned}$$

(5)

위에서  $\varphi = \psi$  이므로 진폭과 위상각은 (6)으로 정리할 수 있다.

$$X_0 = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\zeta\eta}} \quad (6)$$

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{2\zeta\eta}{1-\eta^2} \right)$$

## 2.2 모드해석 이론

본 연구에서 사용한 모드 해석 이론을 요약하면 다음과 같다. 외부로부터 외력 벡터  $\{F(t)\}$ 를 받는 다 자유도 시스템(multi degree-of-freedom system)의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (7)$$

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 각각 질량행렬(mass matrix), 감쇠행렬(damping matrix), 강성행렬(stiffness matrix)을 나타내고,  $\{\ddot{x}(t)\}$ ,  $\{\dot{x}(t)\}$ ,  $\{x(t)\}$ ,  $\{F(t)\}$ 는 각각 절점의 가속도, 속도, 변위, 작용 하중 벡터를 나타낸다. 모드 해석을 위하여 식 (7)에서 감쇠행렬과 외력 벡터를 제외한 자유진동 시스템으로 나타내면 식 (8)를 얻을 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{0\} \quad (8)$$

변위 벡터  $\{x(t)\}$ 는 위치와 시간의 함수로서, 이 변위 벡터를 공간적인 형상 벡터  $\{\Phi\}$ 와 시간적인 변화함수  $q(t)$ 의 곱으로 정의한다. 그리고  $q(t)$ 를 조화함수로 나타내면 식 (9)과 같이 나타낼 수 있고, 이 식을 (8)에 대입하면 식 (10)를 유도할 수 있다.

$$\{x(t)\} = \{\Phi\}q(t) = \{\Phi\}\sin\omega t \quad (9)$$

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\Phi\} = \{0\} \quad (10)$$

식 (10)에서 모드 형상 벡터인  $\{\Phi\}$ 가 0이 아닌 벡터가 되기 위해서는 고유치(eigenvalue)를 얻기 위한 특성방정식(characteristic equation) 식 (11)를 만족해야 한다.

$$\det(-\omega^2[M] + [K]) = 0 \quad (11)$$

식 (11)를 풀면 자유도  $n$ 개의 서로 다른  $\omega$ 를 구할 수 있고, 크기가 작은 것부터 정리하여  $\omega_i (i=1, 2, \dots, n)$ 로 나타내고, 이를 고유진동수(natural frequency)라 정의한다. 그리고  $\omega_i$ 에 대응하는 형상 벡터를  $\{\Phi\}_i$ 로 나타내고, 이  $n$ 개의 형상 벡터들을 식 (12)과 같이 행렬로 표기하여 자유진동 모드행렬  $[\Phi]$ 라 한다.

$$[\Phi] = [\{\Phi\}_1, \{\Phi\}_2, \dots, \{\Phi\}_n] \quad (12)$$

### 제 3 장 부분모델의 진동특성 예측 평가

진동환경에서의 열 교환기에 적용되는 미세관의 진동특성을 예측하기 위하여 각 시편(진동 완화 배플에 따른 부분모델)을 진동환경에 노출하여 형상에 따른, 길이에 따른 진동특성을 초고속 카메라를 통하여 관찰하고 가속도계, 유한요소해석을 이용하여 주파수를 검출하였다.

#### 3.1 Inconel 625 합금의 물성

Table 1 은 제조사에서 제공한 Inconel 625의 성분표이다. Inconel 625는 니켈-크롬 합금으로서 고온 강도 및 내 산화성이 뛰어나며 권장 최대작동 온도는 982도이다.

**Table 1** Chemical compositions of Inconel 625[18]

Composition	Content (weight %)
Nickel	58 min
Chromium	20.0-23.0
Iron	5.0 max
Molybdenum	8.0-10.0
Niobium (plus Tantalum)	3.15-4.15
Carbon	0.10 max
Manganese	0.50 max
Silicon	0.50 max
Phosphorus	0.015 max
Sulfur	0.015 max
Aluminum	0.40 max
Titanium	0.40 max
Cobalt	551.0 max

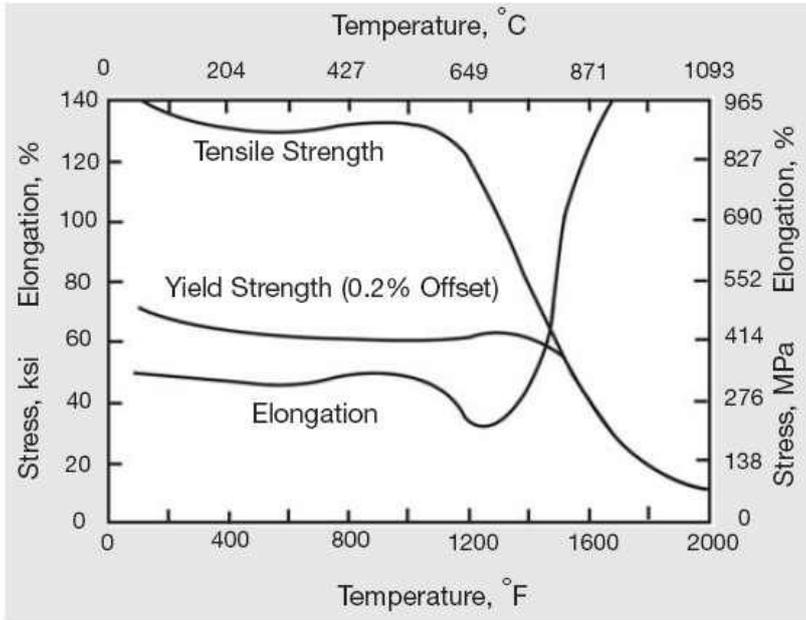
일반적인 탄소강보다 높은 인장강도, 항복 및 비틀림 강도를 가지며 특히 고온 피로강도와 내산화성을 가지면서 용접과 브레이징이 잘되기 때문에 항공 분야의 연소 및 추진 장치에 많이 사용된다.

작동환경이 920 K 이상일 때는 풀림과 용체화 처리된 것이 가장 좋은 인장강도, 항복 및 피로강도를 가진다. Table 2는 상온에서의 열처리 및 가공에 따른 기계적 강도를 보여주고 있다.

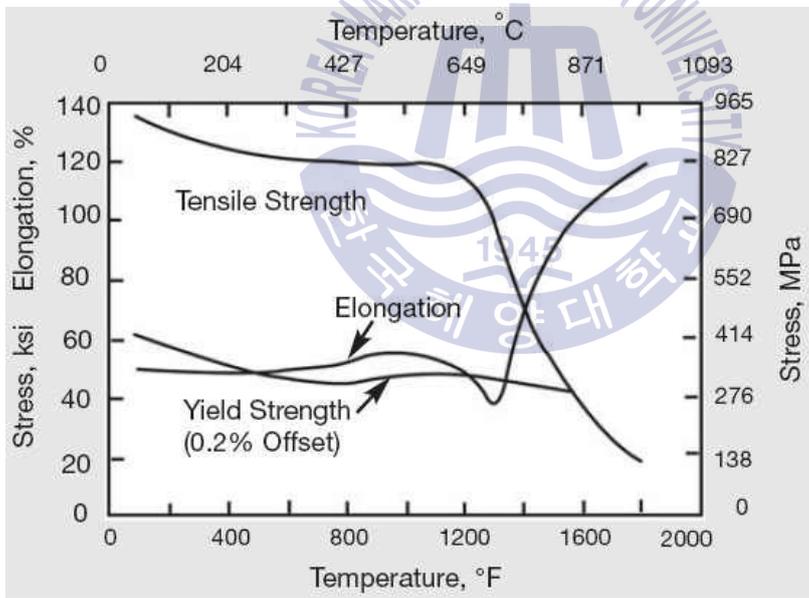
**Table 2** Material properties of Inconel 625[18]

Form and Condition		Tensile Strength	Yield Strength	Elongation	Reduction in Area	Hardness, Brinell
		MPa	MPa	%	%	
Rod, Bar, Plate	AS-Rolled	827-1103	414-758	60-30	60-40	175-240
	Annealed	827-1034	414-655	60-30	60-40	145-220
	Solution-Treated	724-896	290-414	65-40	90-60	116-194
Sheet and Strip	Annealed	827-1034	414-621	55-30	-	145-240
Tube and Pipe	Annealed	827-965	414-517	55-30	-	
	Solution-Treated	689-827	276-414	60-40	-	

Fig. 1, 2, 3에서는 풀림 및 용체화 처리되어 가공된 Inconel 625 합금의 고온 인장물성을 보여주고 있다.



**Fig. 1** Tensile properties of annealed bar10[18]



**Fig. 2** Tensile properties of cold-rolled annealed sheet10[18]

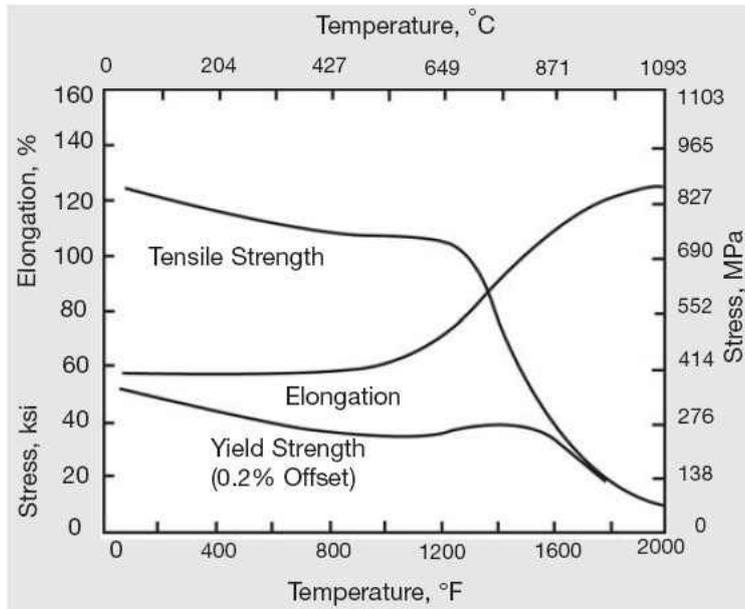


Fig. 3 Tensile properties of hot-rolled solution-treated rod10[18]

### 3.2 부분 모델의 진동 완화 배플 유무에 따른 진동특성 시험

공진 주파수를 검출하기 위하여 선행연구에서 개발된 측정기법을 이용하여 실험에 적용하였다. 선행 연구에서는 튜브 상부의 진동을 완화하기 위해서 추가 개선 설계가 필요함을 확인하였다. 진동을 방지하기 위한 세로형 배플을 사용하게 되면 본 열교환기는 개방형 열교환기이기 때문에 열 유동 성능이 저하된다. 그에 따라 상부의 미세 관 일부의 진동을 완화하기 위한 진동 완화 배플을 설치하였다.

부분 모델의 공진주파수 측정시험에서는 진동 완화 배플이 없는 기존의 모델과 진동 완화 배플을 설치한 모델의 공진주파수와 변위를 비교 측정하였다.

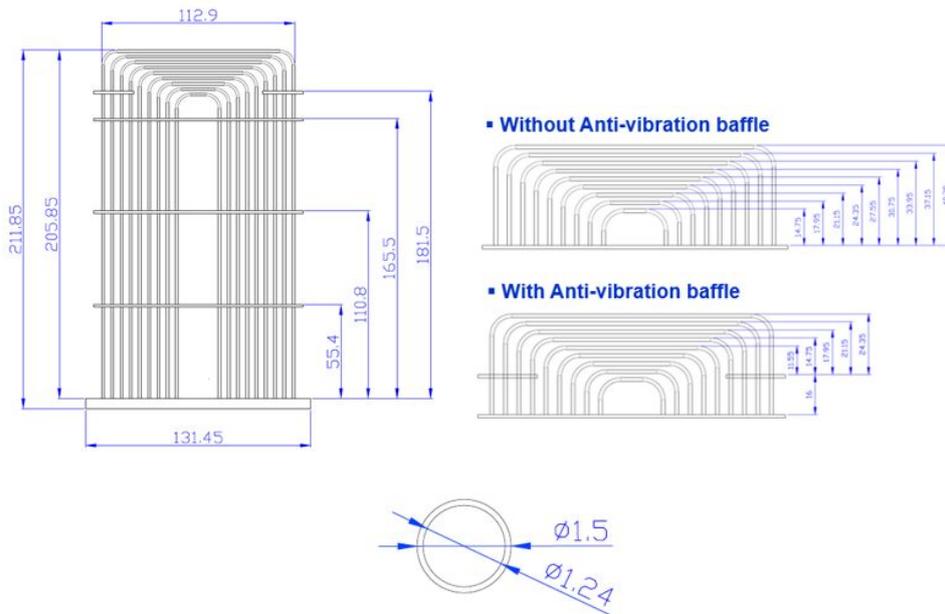
### 3.2.1 시험 장비 및 시편

가진 시험에 앞서 부분모델의 진동 완화 배플에 따른 두 종류의 시편을 준비하였다. **Fig. 4**은 배플에 따른 두 종류의 모델의 형상을 보여주고 있다. 진동 완화 배플이 없는 시편을 Without AT-baffle, 진동 완화 배플이 있는 시편을 With AT-baffle 이라고 한다.



**Fig. 4** Segment model specimens

**Fig. 5** 은 두 부분 모델의 자세한 도면을 보여주고 있다. 튜브 전체 형상은 동일하고 네 번째 튜브까지 진동 완화 배플만 차이가 나도록 시편을 제작하였다. 부분 모델은 미세 관형 열교환기의 미세 관중에서 한 열을 선택하여 제작하였다.



Part	Dimensions
Tube bundles	$D_o$ : 1.50 mm $D_i$ : 1.24 mm
Baffle	1.4 mm
Tube sheet	6 mm

Fig. 5 Drawing of the segment models

Fig. 6 은 가진 시험에 사용한 장비에 대한 사진을 보여주고 있다. 가진 기 위에 알루미늄으로 제작한 지그를 설치하고 그 위에 시편을 설치하였으며 시편의 미세 관의 진동특성을 확인하기 위해서 초고속카메라를 설치하여 촬영하였다. 그리고 할로겐램프를 이용하여 조도를 조절하여 초고속 카메라가 정확하게 촬영될 수 있도록 하였다. 사용된 초고속 카메라를 이용하여 초당 10,000 프레임으로 촬영하여 주파수검출의 비교자료로 사용하였다.

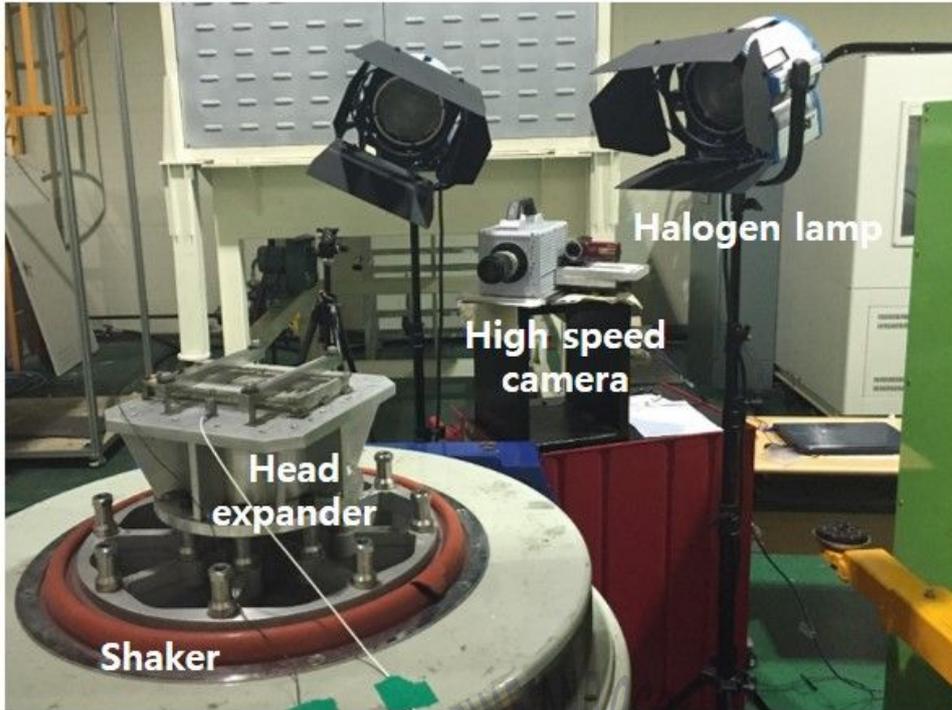


Fig. 6 Installation of equipment for excitation test

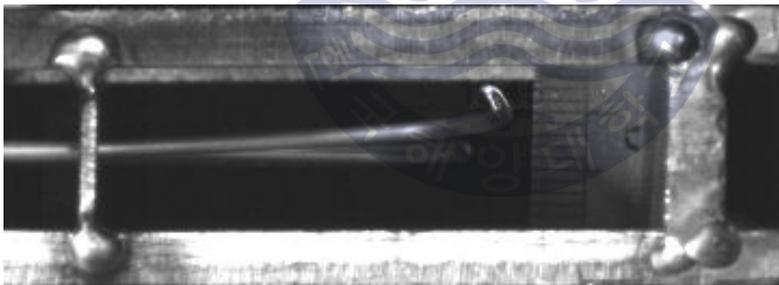
### 3.2.2 시험 조건

진동 완화 배플에 따른 두 미세 관의 부분모델을 대상으로 일정한 입력 가속도 상태에서 두 미세 관의 변위를 초고속 카메라를 이용하여 촬영하였다. 장비 설치 및 공진주파수 측정 방법은 앞선 실험에서 사용한 기법을 적용하였다. 기존의 방법과 마찬가지로 초당 10,000 프레임으로 두 개의 모델의 변형 모습을 촬영하였으며 튜브의 한 주기를 움직이는데 소요되는 프레임을 시간으로 계산하여 공진 주파수를 계산하였다. 부분 모델에서의 각 튜브의 진동 특성을 확인하기 위해서 가속도를 30 G 로 적용하였으며 주파수 범위를 50 - 2,000 Hz까지 1 Octave/min으로 스위프를 적용하여 실험을 실시하였다. 이 때, 초고속 카메라를 이용하여 일정한 가

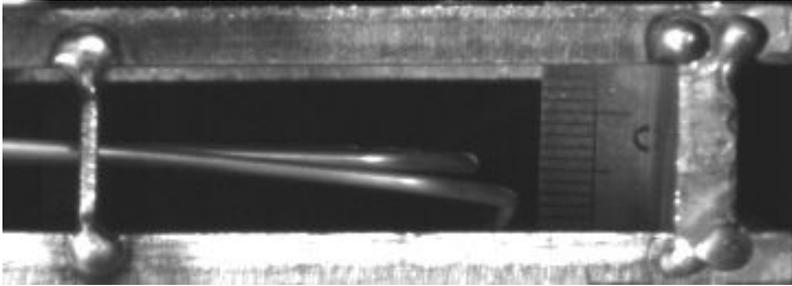
속도에서 튜브에 작용하는 변위를 예측하고 출력 값으로 주파수를 예측, 검증하였다. 가장 바깥 쪽 튜브부터 1st, 2nd, 3rd 그리고 4th 미세 관으로 분류하고 30 G 가속도에서 미세관의 변위를 확인하였다.

### 3.2.3 시험 결과

**Fig. 7, Fig. 8** 은 진동 완화 배플에 따른 두 부분 모델의 미세관의 30 G의 진동 환경에서 진동형상을 초고속 카메라를 이용하여 촬영한 사진이다. 1/2의 주기의 거동을 **Fig. 7, Fig. 8** 을 통하여 확인할 수 있다. 같은 입력 가속도의 진동환경에서 진동 완화 배플이 없는 부분모델의 미세 관 변위가 진동 완화 배플이 있는 부분모델의 미세관보다 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 진동 완화 배플이 없는 부분모델의 1st 미세관의 1차 고유진동수는 221 Hz 이고 진동 완화 배플이 있는 부분모델의 1st 미세관의 1차 고유진동수는 331 Hz 로 계산되었다. 주파수는 초고속 카메라를 이용하여 1초당 10,000을 촬영하여 미세 관의 변위가 최대가 되는 지점에서의 한 주기 동안의 프레임으로 계산하여 고유진동수를 산출하였다.

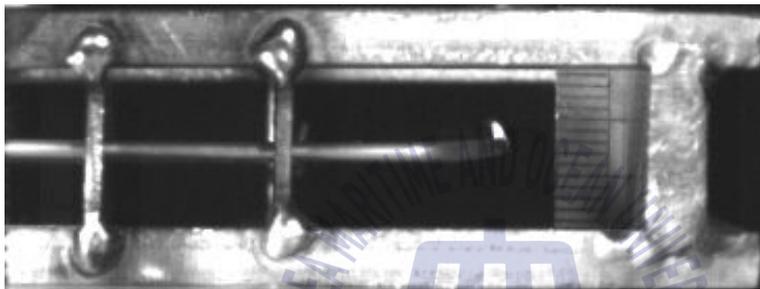


(a) Maximum displacement (Upper)

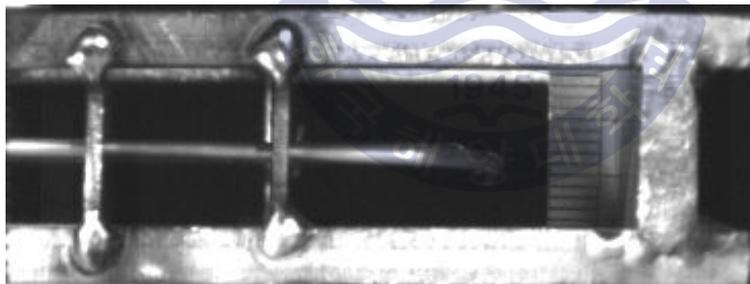


(b) Maximum displacement (Lower)

**Fig. 7** 1st tube of segment model without anti-vibration baffle to high speed camera



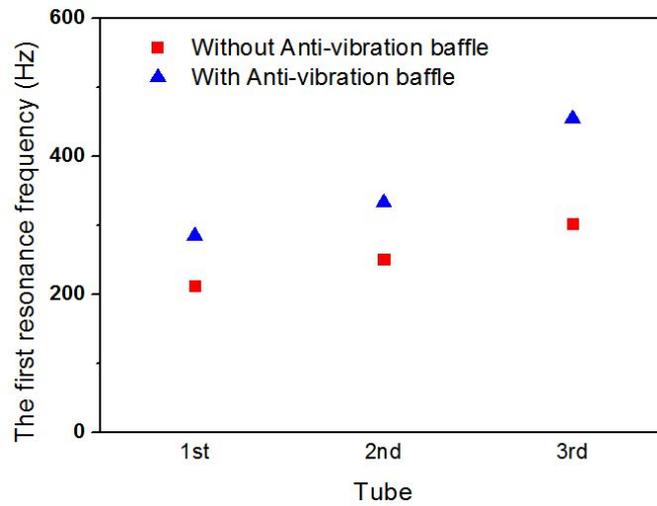
(a) Maximum displacement (Upper)



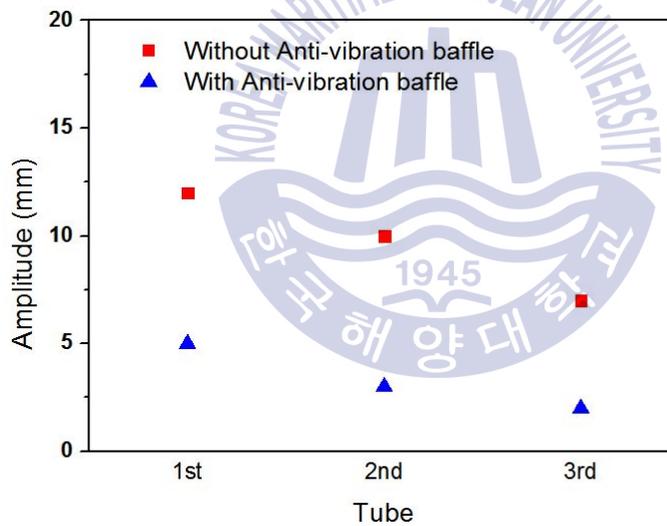
(b) Maximum displacement (Lower)

**Fig. 8** 1st tube of segment model with anti-vibration baffle to high speed camera

Fig. 9 은 두 개의 모델의 각 튜브에서 나타나는 공진주파수와 변위를 비교한 그래프이다.



(a) The first frequency (Hz)



(b) Amplitude (mm)

Fig. 9 Comparison of the first resonance frequency and amplitude of the two segment model

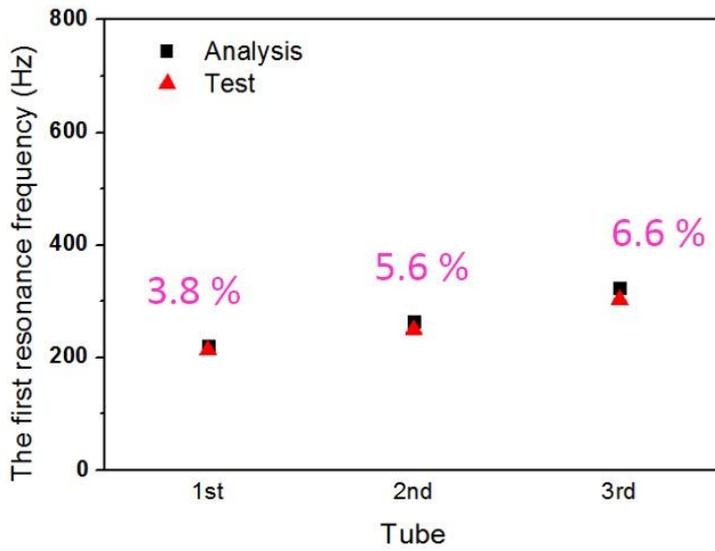
### 3.2.4 해석 결과

시험 전에 진행하였던 모달 해석에서 얻은 각 튜브의 공진주파수와 시험에서 얻은 각 튜브의 공진주파수를 비교하여 **Table 3**에 나타내었다. 진동 완화 배플이 없는 모델의 첫 번째 튜브의 공진주파수는 221 Hz, 두 번째 튜브의 공진주파수는 264 Hz 그리고 세 번째 튜브의 공진주파수는 323 Hz 이며, 변위는 첫 번째와 두 번째 튜브에서 각각 12 mm 그리고 10 mm 임을 관찰했다. 반면에 진동 완화 배플이 있는 모델의 첫 번째 튜브의 공진주파수는 331 Hz, 두 번째 튜브의 공진주파수는 384 Hz 그리고 세 번째 튜브의 공진주파수는 483 Hz 이다. 변위는 첫 번째와 두 번째 튜브에서 각각 5 mm 그리고 3 mm 임을 관찰했다.

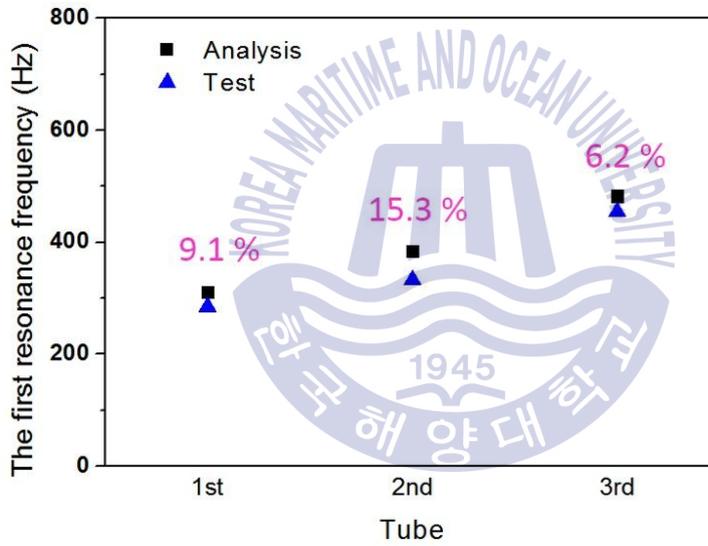
해석을 통해 얻은 공진주파수와 시험을 통해 얻은 공진주파수에 차이가 나타나는 것을 알 수 있다. **Fig. 10 (a)**는 진동 완화 배플이 없는 모델의 해석을 통한 각 튜브의 공진주파수와 시험에서 얻은 공진주파수를 비교한 그래프이며, **Fig. 10 (b)**는 진동 완화 배플이 있는 모델의 해석을 통한 각 튜브의 공진주파수와 시험에서 얻은 공진주파수를 비교한 그래프이다. 동적 해석에서 튜브와 배플 사이의 경계조건을 정확하게 적용하는 것이 힘들기 때문에 해석 값과 결과 값이 3~15 % 정도의 차이가 나타나는 것을 확인할 수 있다. **Fig. 11**은 두 모델의 모달 해석 결과이다.

**Table. 3** Comparison of the first resonance frequency at test and modal analysis

Tube names	The first resonance frequency [Hz]			
	Segment model without anti-vibration baffle		Segment model with anti-vibration baffle	
	Test	Analysis	Test	Analysis
1st tube	213	221	285	311
2nd tube	250	264	333	384
3rd tube	303	323	455	483

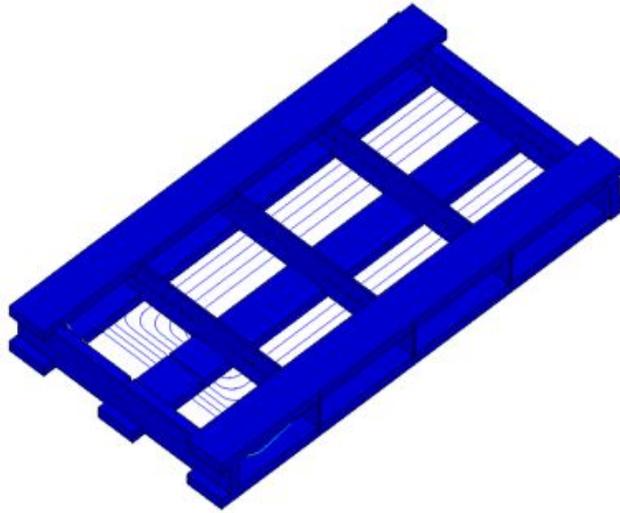


(a) Segment model without anti-vibration baffle

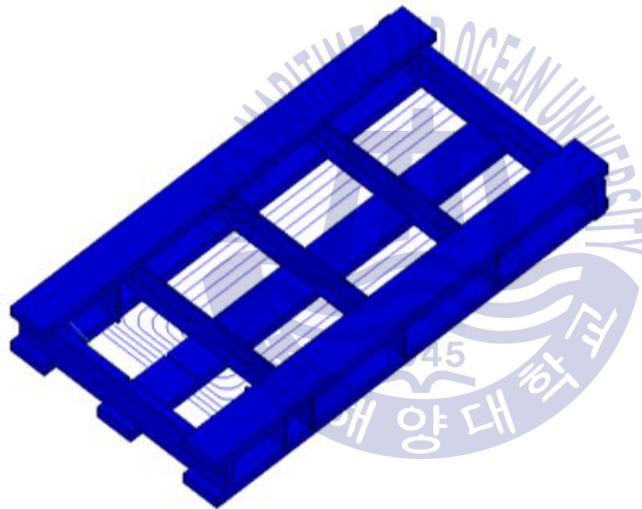


(b) Segment model with anti-vibration baffle

**Fig. 10** Comparison of the first resonance of frequency for analysis data and test data



(a) Segment model without anti-vibration baffle



(b) Segment model with anti-vibration baffle

**Fig. 11** Modal analysis of two kinds of segment model

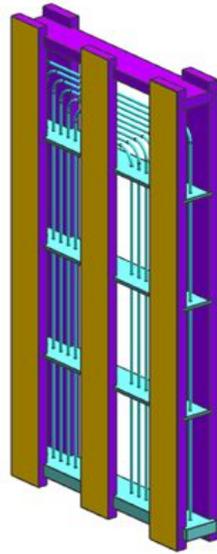
진동 완화 배플이 있는 모델과 없는 모델의 공진주파수에서 나타나는 최대 변위는 진동 완화 배플이 없는 모델이 진동 완화 배플이 있는 모델에 비해 150~250 % 정도 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 진동 완화 배플이 튜브 상부의 진동을 방지하는 데 있어 효과적인 것을 알 수 있다.

### 3.3 부분 모델의 조화 해석

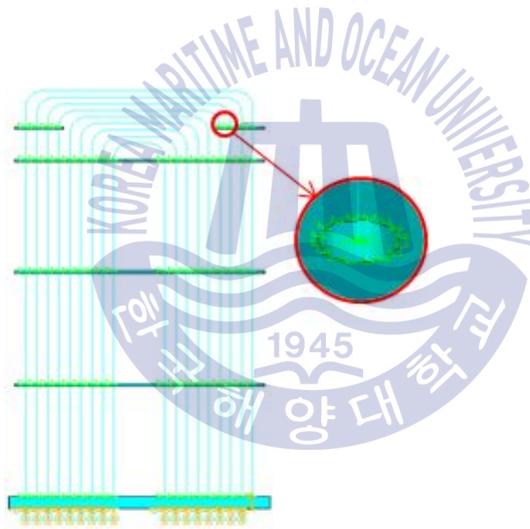
부분모델의 유한요소 모델을 이용하여 조화해석 (Harmonic analysis) 을 통해 응력을 예측하였다. 앞서 3.2.4 절의 모달 해석의 고유진동수 이내에서 하모닉 진동을 시뮬레이션 하였다. 실제 항공기 작동환경에서의 SPECTRUM CURVE 의 최대 가속도 20 G 를 적용하여 응력과 진폭 변위를 예측하였다.

#### 3.3.1 해석 모델

**Fig. 12** 은 하모닉 해석을 위한 3D 모델링을 나타내고 있다. 3.2.4 절의 모달 해석에서 나온 고유진동수를 적용하여 진동 완화 배플이 없는 모델은 221 Hz, 진동 완화 배플이 있는 모델은 311 Hz로 상온에서 조화 해석을 수행하였다. 열 교환기가 설치되는 항공기 엔진의 실제 운전조건의 최대 가속도인 20 G 로 적용하였다. **Fig. 13** 은 조화 해석을 위한 경계조건을 나타내고 있다.



**Fig. 12** 3D modeling of segment model for harmonic analysis



**Fig. 13** Boundary condition for harmonic analysis

### 3.3.2 해석 결과

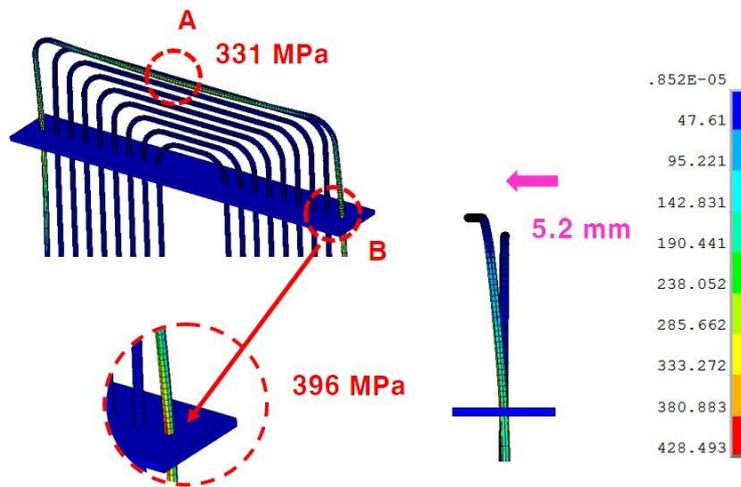
**Table 4** 은 진동 완화 배플이 있는 모델과 없는 모델의 첫 번째 튜브의 조화해석의 변위와 응력 값을 정리해 놓은 것이다. **Fig. 14** 은 부분 모델의 조화해석의 응력 결과를 나타내었다. 조화해석을 통해서 얻어진 변위는 Location A에서 진동 완화 배플이 없는 모델은 5.2 mm, 진동 완화 배플이 있는 모델은 2.3 mm로 약 55.8 % 정도의 차이를 보였고, 응력은 Location B 에서 진동 완화 배플이 없는 모델은 396 MPa, 진동 완화 배플이 있는 모델은 144 MPa 로 약 63.6 % 정도의 차이를 보였다. 응력 수준에 대한 평가는 항공기 운전 시 가해지는 하중이므로 피로강도로 평가하며,  $10^8$  사이클로 평가를 한다.

진동 완화 배플이 있는 모델에 대한 조화 진동 해석으로서 최대의 진폭이 확연히 줄어들고 진동을 줄일 수 있어 고 진동 환경에서의 모델로 유리하다고 판단하였다.

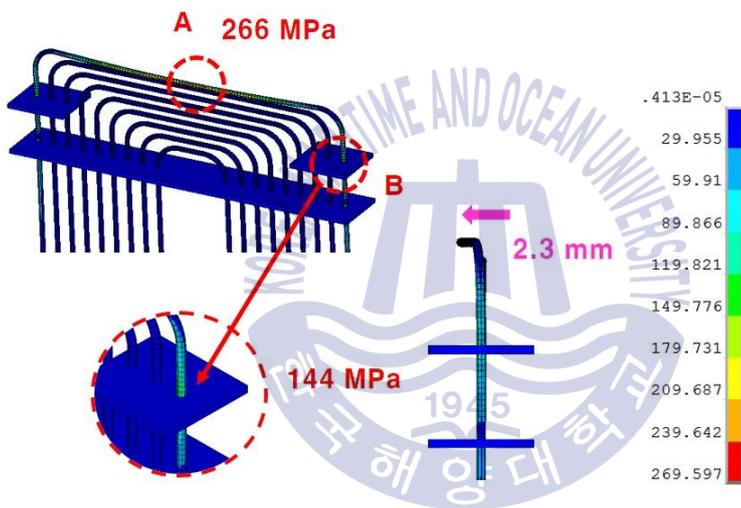
**Table 4** Comparison displacement and stress results of harmonic analysis of segment model according to anti-vibration baffle

Model	Amplitude [mm]		Von-Mises stress [MPa]		Fatigue strength ( $10^8$ cycle)	Safety factor	
	A	B	A	B		A	B
Without AT-baffle	5.2	1.44	331	396	470 MPa	1.4	1.2
With AT-baffle	2.3	0.68	266	144		1.8	3.3

**Fig. 14** 은 부분 모델의 조화해석의 변위와 응력 결과를 정리 하였다. 실험결과를 바탕으로 해석결과를 통하여 응력을 예측할 수 있었다. **Fig. 15** 은 진동 완화 배플 유무에 따른 변위와 응력의 결과 비교를 나타낸 것이다.

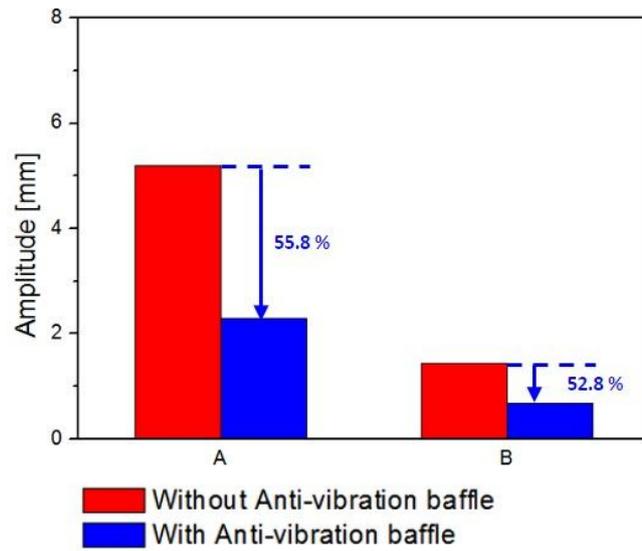


(a) Harmonic analysis results without anti-vibration baffle

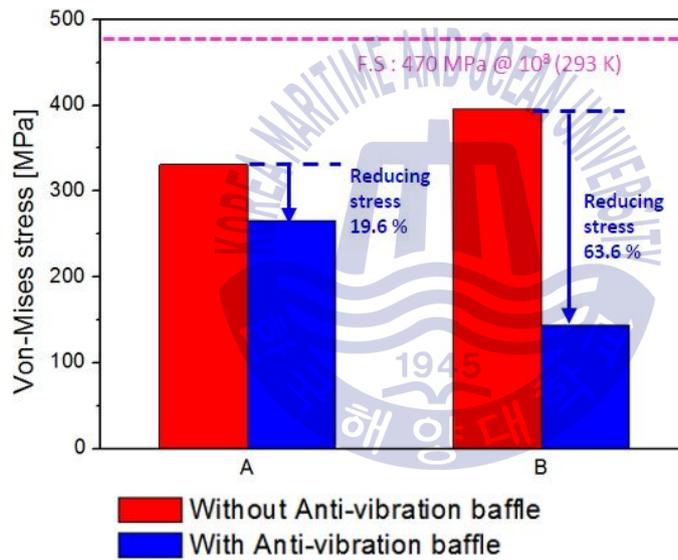


(b) Harmonic analysis results with anti-vibration baffle

**Fig. 14** Harmonic analysis of two kinds of segment model (1st tube)



(a) Amplitude of harmonic analysis



(b) Von-Mises stress of harmonic analysis

**Fig. 15** Graph of amplitude and stress results of harmonic analysis of two kinds of segment model (1st tube @ 293 K)

## 제 4 장 부분 모델에 대한 고온 피로 수명 예측

Inconel 미세 관은 1,000K 의 고온 환경을 목표로 설계되기 때문에 고온에서의 거동을 검증하는 것은 매우 중요하다. 고온 시험을 수행하기 전 선행연구로 유한요소해석을 이용하여 진동특성 평가를 하였다.

### 4.1 부분 모델에 대한 고온 진동 해석

선행연구로 부분모델의 상온에서 유한요소 모델을 이용하여 조화해석을 통해 응력을 예측하였다. 이러한 것을 바탕으로 하여 고온에 따른 진동특성의 변화를 확인하고 피로 고온 환경에서의 진동에 의한 피로시험에 대한 절차를 확립하기 위하여 고온에서의 조화해석을 통하여 응력을 예측하여 평가하였다.

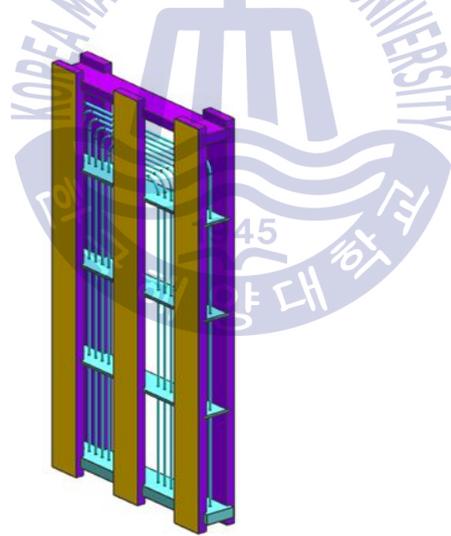
#### 4.1.1 해석 모델

시험 전에 진행하였던 모달 해석에서 얻은 각 튜브의 공진주파수의 상온과 고온 조건에서 비교하여 **Table 5** 에 나타내었다. 고온 조건에서 진동 완화 배플이 없는 모델의 첫 번째 튜브의 공진주파수는 194 Hz, 두 번째 튜브의 공진주파수는 233 Hz 그리고 세 번째 튜브의 공진주파수는 284 Hz 임을 관찰했다. 반면에 진동 완화 배플이 있는 모델의 첫 번째 튜브의 공진주파수는 273 Hz, 두 번째 튜브의 공진주파수는 336 Hz 그리고 세 번째 튜브의 공진주파수는 424 Hz 이다.

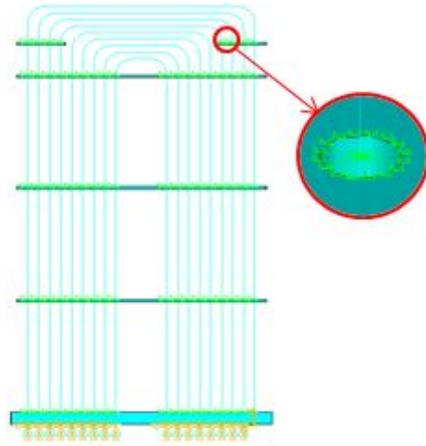
**Table 5** Comparison of the first resonance frequency at test and modal analysis

Tube names	The first resonance frequency [Hz]			
	Segment model without anti-vibration baffle		Segment model with anti-vibration baffle	
	Room Temp.	High Temp.	Room Temp.	High Temp.
1st	221	194	311	273
2nd	264	233	384	336
3rd	323	284	483	424

**Fig. 16** 은 하모닉 해석을 위한 3D 모델링을 나타내고 있다. 고온 상태에서의 모달 해석에서 나온 고유진동수를 적용하여 진동 완화 배플이 없는 모델은 194 Hz, 진동 완화 배플이 있는 모델은 273 Hz로 고온에서 하모닉 해석을 수행하였다. 열 교환기가 설치되는 항공기 엔진의 실제 운전 조건의 최대 가속도인 20 G 로 적용하였다. 상온에서의 하모닉 해석과 마찬가지로 **Fig. 17** 은 하모닉 해석을 위한 경계조건을 나타내고 있다.



**Fig. 16** 3D modeling of segment model for harmonic analysis



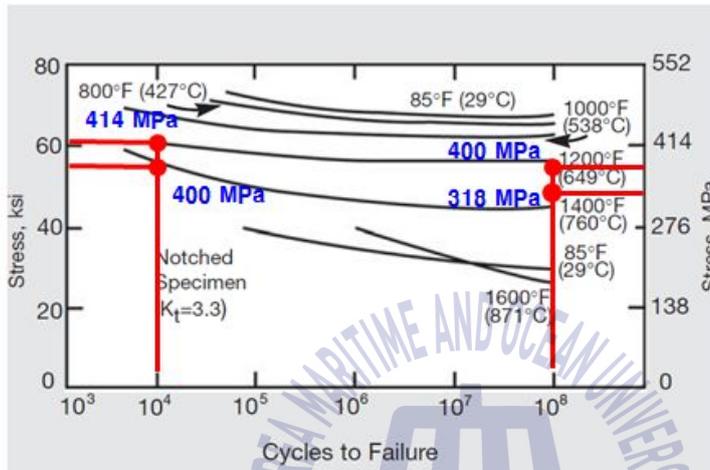
**Fig. 17** Boundary condition for harmonic analysis

#### 4.1.2 열교환기 모델의 건전성 평가

열교환기의 재료가 되는 Inconel 625 의 물성 데이터를 Fig. 18 과 Table 7 에 나타내었다. 피로 데이터는 Special Metal에서 제공한 자료이다. 예를 들어 300 K 의 경우  $10^8$  사이클은 470 MPa 이다. 700 K 의 경우  $10^4$  사이클 은 498 MPa 이고,  $10^8$  사이클은 440 MPa 이다. 인코넬의 자료를 토대로 열교환기의 피로수명 평가를 할 것이다.

**Table 6** Inconel 625 fatigue data

Temp.(K)	Y.S.(MPa)	T.S.(MPa)	Fatigue strength (MPa)	
			10 <sup>4</sup> cycles	10 <sup>8</sup> cycles
300	453	1050		470
700	370	900	498	440
800	325	860	475	418
900	310	750	414	400
1000	308	640	400	318



**Fig. 18** Inconel 625 fatigue data depending on temperature

#### 4.1.3 해석 결과

**Table 8** 은 고온에서의 진동 완화 배플이 있는 모델과 없는 모델의 첫 번째 튜브의 조화해석의 변위와 응력 값을 정리해 놓은 것이다. **Fig. 19** 은 부분 모델의 조화해석의 응력 결과를 나타내었다. 조화해석을 통해서 얻어진 변위는 Location A에서 진동 완화 배플이 없는 모델은 6.8 mm, 진동 완화 배플이 있는 모델은 3.1 mm로 약 54.4 % 정도의 차이를 보였고, 응력은 Location B 에서 진동 완화 배플이 없는 모델은 414 MPa, 진동 완화 배플이 있는 모델은 156 MPa 로 약 62.3 % 정도의 차이를 보였다. 응력 수준에 대한 평가는 항공기 운전 시 가해지는 하중이므로 피로강도로

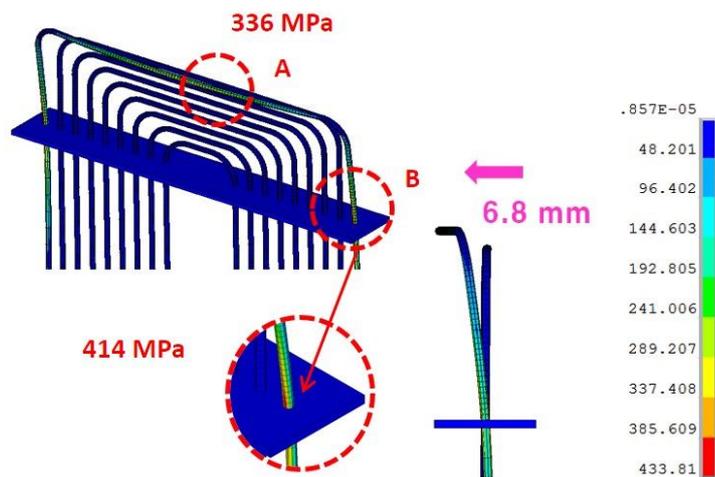
평가하며,  $10^8$  사이클로 평가를 한다.

진동 완화 배플이 있는 모델에 대한 하모닉 진동 해석으로서 최대의 진폭이 확연히 줄어들고 진동을 줄일 수 있어 고 진동 환경에서의 모델로 유리하다고 판단하였다.

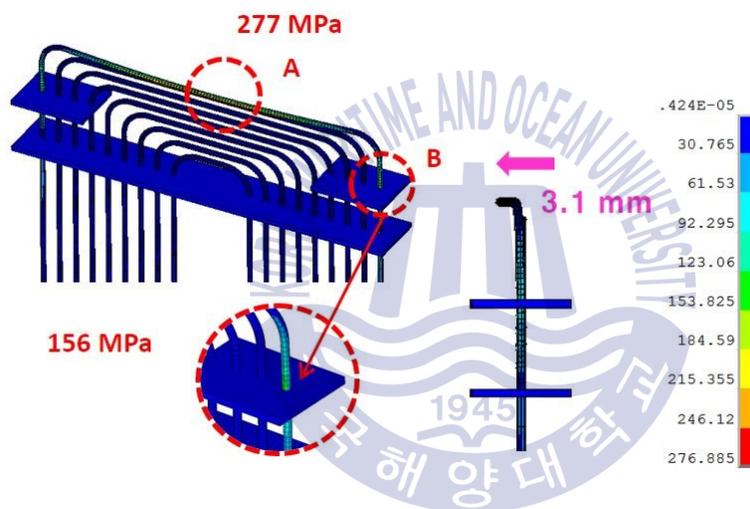
**Table 8** Comparison displacement and stress results of harmonic analysis of segment model according to anti-vibration baffle

Model	Amplitude [mm]		Von-Mises stress [MPa]		Fatigue strength ( $10^8$ cycle)	Safety factor	
	A	B	A	B		A	B
Without AT- baffle	6.8	1.67	336	414	318 MPa	0.95	0.77
With AT-baffle	3.1	1.21	277	156		1.1	2.0

**Fig. 19** 은 부분 모델의 조화해석의 변위와 응력 결과를 정리 하였다. 실험결과를 바탕으로 해석결과를 통하여 응력을 예측할 수 있었다. **Fig. 20** 은 진동 완화 배플 유무에 따른 변위와 응력의 결과 비교를 나타낸 것이다.

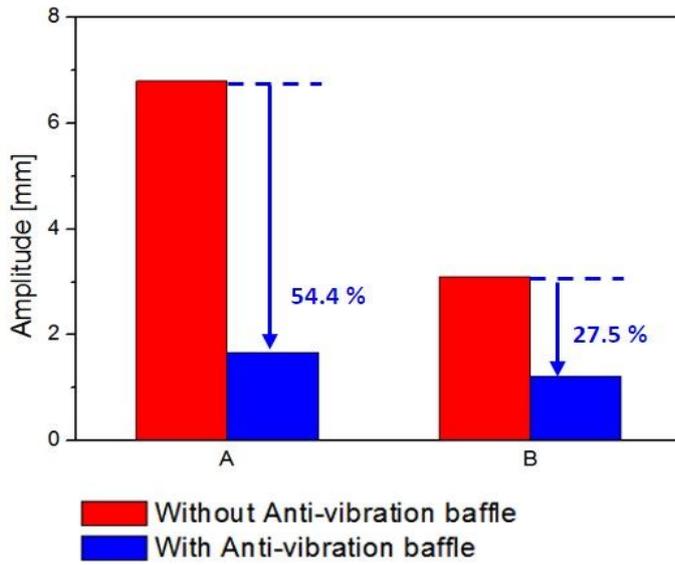


(a) Harmonic analysis results without anti-vibration baffle

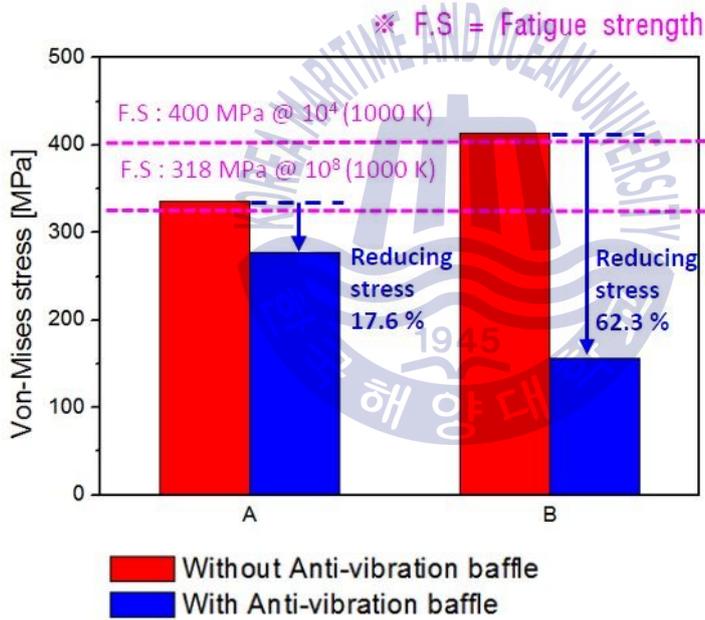


(b) Harmonic analysis results without anti-vibration baffle

**Fig. 19** Harmonic analysis of two kinds of segment model (1st tube)



(a) Amplitude of harmonic analysis



(b) Von-Mises stress of harmonic analysis

**Fig. 20** Graph of amplitude and stress results of harmonic analysis of two kinds of segment model (1st tube @ 1,000 K)

고온 고압의 환경에 노출되는 미세 관형 열교환기의 진동에 의한 피로 파손이 염려되는 부분에 대한 튜브의 진동특성을 확인하고 응력을 예측하였다. 구조 건전성을 평가하기 위해서 시험절차에 대한 확립이 필요하다.



## 제 5 장 전체 모델에 대한 진동 특성 평가

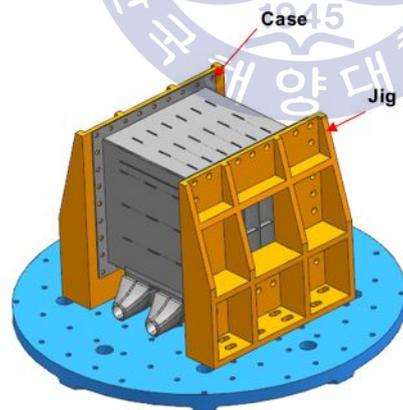
열 교환기 전체 모델의 진동시험은 열 교환기가 설치되는 항공기 엔진의 실제 운전조건에 맞춰 진동에 의한 파손여부를 확인하기 위한 절차이다.

### 5.1 전체 열 교환기 모델의 진동 특성 예측

시험을 진행하기 전에 고유진동수와 모드 형상을 예측하기 위하여 모달 해석을 진행하였다. 열 교환기는 매니폴드(manifold), 튜브시트(tubesheet), 외부 케이스(case), 플렌지(flange)와 같은 다양한 부품들로 구성되어있다.

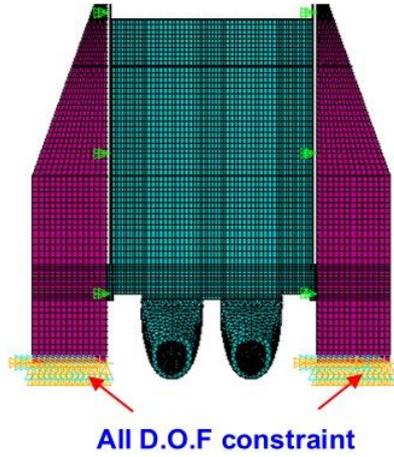
#### 5.1.1 전체 모델의 모달 해석

**Fig. 21** 은 열 교환기 전체 모델 형상으로 열 교환기 튜브번들이 없는 번들형 열 교환기 타입을 선택하였고, 열 교환기에 지그(jig)를 추가하여 모델링 하였다.

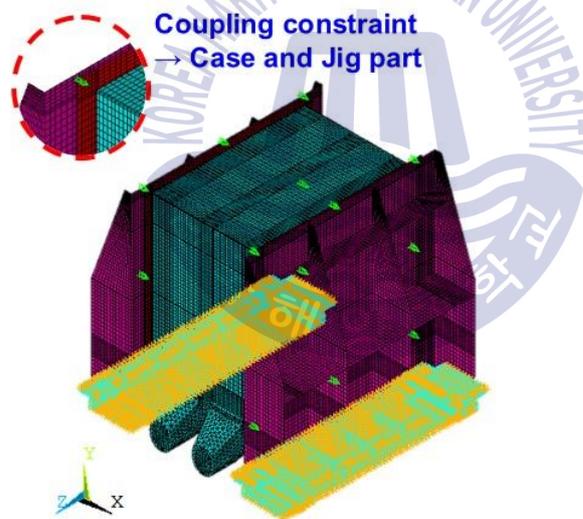


**Fig. 21** 3D full modeling of heat exchanger and jig

Fig. 22 은 모달 해석을 위한 FE 모델과 해석을 위한 경계조건을 나타내고 있다. 지그에 장착되는 부분에 구속조건을 적용하였고, 지그와 케이스는 볼트 체결에 대한 경계조건으로 coupling 구속을 적용하였다.



(a) All degree of freedom constraint at bottom of jig

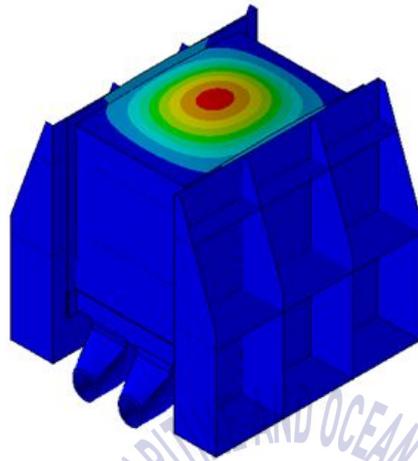


(b) Coupling constraint between case and jig part

Fig. 22 Boundary condition for modal analysis of full model

### 5.1.2 해석 결과

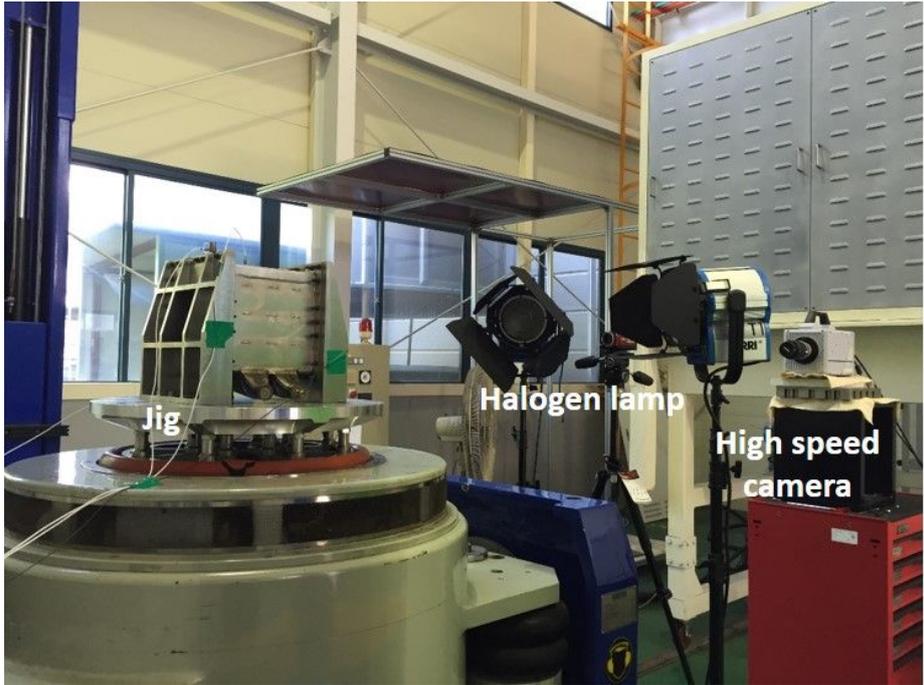
**Fig 23** 은 시험을 시행하기 전 고유진동수와 모드 형상을 예측하기 위한 모달 해석 결과를 나타낸 것이다. 케이스는 422 Hz 이상에서 관찰되었다.



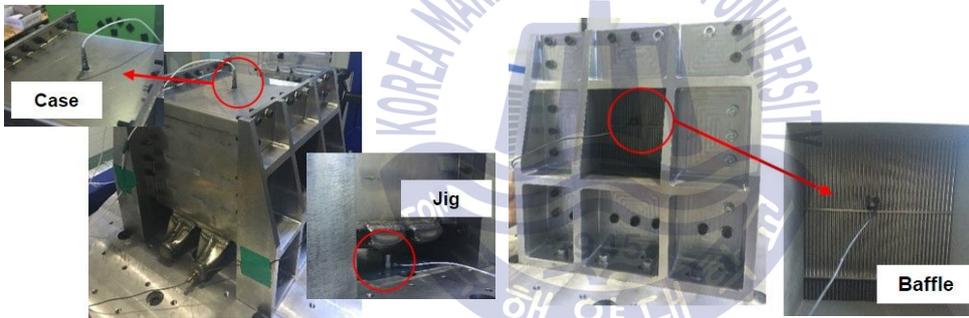
**Fig. 23** Mode shape in case part resonance frequency (422 Hz) obtained from the modal analysis

### 5.1.3 전체 모델의 진동 시험 조건

**Fig. 6 (a)** 은 가진 시험에 사용한 장비에 대한 사진을 보여주고 있다. 진동시험기에 열 교환기를 설치하였으며, 부분 모델과 동일하게 초고속 카메라를 사용하여 전체 모델의 진동 특성을 파악하였다. 또한 동적 특성을 파악하기 위하여 **Fig. 6 (b)** 와 같이 가속도계를 설치하였다. 부분 모델에서 측정된 공진주파수를 바탕으로 하여, 전체 모델의 진동 특성을 예측하기 위하여 주파수 대역은 50 ~ 2,000 Hz, 가속도는 10 G 그리고 스위프속도는 1 Octave/min 으로 하여 진동 시험을 수행하였다.



(a) Test facility and jig



(b) Accelerometer location

**Fig. 24** Installation of equipment for excitation test of full model

#### 5.1.4 전체 모델의 진동 시험 결과

**Fig. 25** 은 진동 시험 중에 나타나는 전체 모델의 거동을 초고속 카메라로 관찰 한 것이다. 또한, 가속도계를 통하여 열 교환기 배플에서 나타나는 가속도 값을 확인하였다. 배플의 최대 진동 변위는 749 Hz 정도에서 관찰되었다.



**Fig. 25** Behavior of baffle through the test of full model

## 제 6 장 결론

본 논문에서는 고온용 열 교환기에 사용되는 합금 재료의 미세 관에 대한 진동특성을 이해하고 이를 예측하는 방법과 고온 피로 시험을 위한 상온에서 진동 특성에 대한 연구를 수행하였다. 운전조건에서의 다양한 시험과 해석을 통해서 이를 검증하였다. 특히 고온 시험을 위한 상온 상태에서의 진동 특성과 피로 시험의 절차를 확립함으로써 다양한 시험 기법의 개발에 대한 다양성을 제시하였으며, 추후의 연구 방향에 대해 제시하였다.

본 논문에서 진동시험을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 진동 방지를 위한 부분 모델의 1차 고유진동수 및 진동 변위를 관측한 결과 미세관의 진동 완화 배플이 튜브 상부의 진동을 방지하는 데 효과가 있음을 확인하였다.
- 2) 각종 센서가 부착 될 수 없는 환경에서 진동 내구성을 평가해야 하는 경우에 간접적 변위 측정과 초고속 카메라의 프레임을 이용한 고유진동수의 검출이 가능하고 이 방법은 신뢰성이 있다고 판단되며, 이러한 측정 방법은 치수가 작거나 고온 환경에서 작동되는 기기들의 진동특성을 평가하는데 활용성이 높을 것으로 보인다.
- 3) 튜브의 고유진동수는 유한요소해석 결과와 진동 실험 측정 결과가 잘 일치하는 것을 확인하였다.
- 4) 고온에서의 실험절차를 확립하였으며 고온 피로해석에서의 해석을 만족하는 것을 확인하였다.

시험을 통한 구조 건전성의 검증은 높은 신뢰도를 가지고 있다는 점을 활용하여 다양한 실험을 통한 데이터의 축적과 시험절차에 대한 확립에

대한 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

추후 상온 가진 시험을 통해 재료, 형상에 따른 댐핑 계수 (damping factor)에 대한 연구와 고온 피로 시험의 절차 확립만 하였을 뿐 피로 시험을 통한 S-N curve를 확보할 해야 할 것이다.



## 참고문헌

- [1] Jeong, J. H., Kim, L. S., Lee, J. K., Ha, M. Y., Kim, K. S., Ahn, Y. C., 2007, "Review of heat exchanger studies for high-efficiency gas turbines", ASME Turbo Expo, GT-2007-28071.
- [2] McDonald, C. F., Wilson, D. G., "The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century", Applied Thermal Engineering, Vol. 16, pp. 635-653, 2007.
- [3] Jeon, W. J., 2012. "A Study on Fatigue Strength Evaluation of Inconel625 Fine Tube in the Vibration Environments", 석사학위 논문. 부산 : 한국해양대학교
- [4] Wilfert, G., Kriegl, B., Scheugenpflug, H., Bernard, L., Ruiz, X., Eury, S., "CLEAN-Validation of a high efficient low NO<sub>x</sub> core, a GTF high speed turbine and an integration of a recuperator in an environmental friendly engine concept", 41st AIAA/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference, Tucson, Arizona, AIAA-2005-4195, July 10-13, 2005.
- [5] 전효중 외, 기계역학, 효성출판사, 1999.
- [6] Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens. Henry O. Fuchs, 2000, "Metal Fatigue in Engineering" Willey Interscience Publication, pp.1-3.
- [7] ASME, 1999, "Appendix W : Environmental Effects of Components," ASME SectionIII Addenda.

- [8] Jeong, J. H., Kim, L. S., Ha, M. Y., Kim, K. S., Cho. J. R. 2008, "Various heat exchangers utilized in gas-turbines for performance enhancement", International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 16, pp. 30-36.
- [9] ANSYS Finite Element Computer Code & Manual, 2006.
- [10] Kim Ch. S., Barlat Frederic, Steglich Dirk, Kim D. J. 2010, "Effect of strain rate sensitivity on formability of stainless steel 409L", Pohang University of Science and Technology.
- [11] Lim J. H., Huh H. 2004, "A study on dynamic tensile tests of auto-body steel sheet at the intermediate strain rate for material constitutive equations", Korea Advanced Institute of Science and Technology, November.
- [12] Lee D. H., Kim S. U., 2005, "Practical nonlinear inelastic dynamic analysis of steel structures", Sejong University, July.
- [13] Shin M. Ch., Kim K. J., 2007, "Development of vibration measurement method and analysis of ODS form digital video", Korea Advanced Institute of Science and Technology, January.
- [14] Cho T. S., Kim Y. D., 2007, "Microstructure and mechanical properties of Inconel 617 degraded at high temperature", Hanyang University, February.
- [15] Kim Y. K., 2008, " Environmental fatigue tests and evaluation about 316LN stainless steel in nuclear power plant", Chungnam University, February.
- [16] Park T. G., Choi C. H., Won J. H., Choi J. H., 2007, "A study on the fatigue reliability analysis accounting for scatter of fatigue test data", Korea Aerospace University, Korea Society of Automotive

Engineers, June.

- [17] An S. W., 2007, " Fatigue rating of the bridges using the effect of resonance", Ulsan University, October.
- [18] Jang I. J., Kim J. K. 2010,"Fatigue life evaluation on change of dynamic response for spot welded structures", Hanyang University, February.
- [19] Special Metals Corporation, Material properties of Inconel alloy 625, 2006
- [20] (주)태성에스엔이 FEA사업부, ANSYS 유한요소해석 입문과 선형해석, 2010.

