



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

정적 작동환경에 따른 항공기용 열교환기의
구조 설계에 관한 연구

**A Study on Structural Design Considering Operating
Static Condition of Aero Heat Exchanger**



지도교수 조종래

2016년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김 태 진

본 논문을 김태진의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2015년 12월 22일

한국해양대학교 대학원

목 차

Abstract	iv
Nomenclature	vi
List of Tables	vii
List of Figures	viii
1. 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 동향	3
1.3 연구 내용 및 목적	5
2. 탄소성 유한요소 해석의 이론적 배경	6
2.1 유한요소법	6
2.2 탄소성 이론	7
3. 정적 운전 하중을 고려한 열교환기의 구조 설계	14
3.1 열교환기 부품 설계	14
3.1.1 튜브시트 매개변수 해석	19
3.1.2 매니폴드 매개변수 해석	23
3.2 장착조건을 고려한 마운팅 설계	26
3.2.1 마운팅 형상 디자인	26
3.2.2 마운팅 위치 선정	27
3.3 열교환기 해석 모델	32
3.4 항공기 정적 운전 하중조건에 따른 설계	35
3.4.1 열-기계 하중에 대한 설계	35
3.4.2 관성 하중에 대한 설계	41
3.4.3 리가먼트 효율을 이용한 등가모델 선정	45
3.4.4 열교환기 모델의 건전성 평가	49

3.4.5 열-기계 및 관성 하중 모델의 결과비교	50
4. 결론	52
참고문헌	54



A Study on Structural Design Considering Operating Static Condition of Aero Heat Exchanger

Tae-Jin Kim

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

The objective of this study is to predict structural characteristics of a heat exchanger mounted on aircraft engine using a finite element analysis. The plastic fracture and life on the heat exchanger are estimated by thermo-mechanical analysis.

The mechanical properties of Inconel 625 refer to SPECIAL METALS which is Inconel manufacturer. Also, the mechanical properties of Inconel tube refer to tensile test result at PNU-RRUTC(Pusan National University-Rolls Royce University Technology Center). The yield strength shows 308 MPa and tensile strength shows 640 MPa at 1000 K.

To assess the structural characteristics of heat exchanger, the full and part models for the aircraft engine are employed under static operating conditions given by thermo-mechanical and inertia load.

The components of aircraft engine should have high stiffness body with light weight and small volume. Therefore, parametric study is performed to determine the basic dimensions of major parts.

Heat exchanger is mounted on the gas turbine engine of aircraft with

mounting component which has structural safety. The mounting component design is performed to determine the major dimensions. And it is employed to heat exchanger for structural analysis.

Also, heat exchanger is required installation study according to the arrangement of mounting component considering high temperature and locations.

When the full model of heat exchanger is performed to the structural analysis under thermo-mechanical and inertia load, the stress result of whole load show a strong dependence to the thermal load which causes large thermal deformation.

To perform transient analysis under thermo-mechanical load, heat exchanger is employed ligament efficiency refer to ASME code. When checking stress results of the equivalent model, thermal load has large difference from base model more than 70%. So, it need to consider additional conditions for thermal load in the future work.

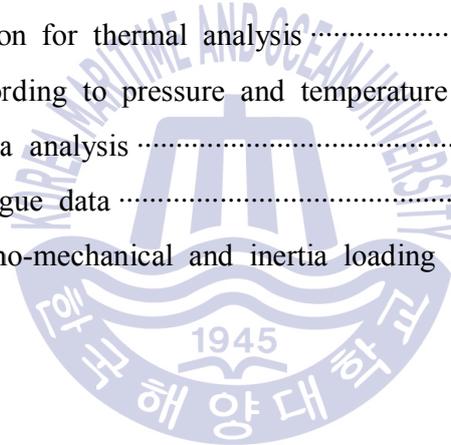
As a result of static load on the major parts, such as, the case, tubesheet, flange and mounting component have reasonable safety margin to allowable stress assumed the fatigue strength of Inconel 625 at 10^4 cycle and 1000 K.

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)
α	:	선팽창계수(mean linear expansion, $\mu\text{m}/\mu\text{mK}$)
γ	:	전단 변형률(shearing strain)
ϵ	:	인장 변형률(tensile strain)
ν	:	포아송비(Poisson's ratio)
σ	:	인장 응력(tensile stress)
τ	:	전단 응력(shearing stress)
ϕ	:	변위 위상각(displacement phase shift, radians)
ψ	:	가진 위상각(force phase shift, radians)
ω	:	진동수(imposed circular frequency, radians/time)

List of Tables

Table 1 Material properties of Inconel 625	15
Table 2 Geometric variables of tubesheet	19
Table 3 Result of parametric analysis for tubesheet	22
Table 4 Geometric variables of manifold	23
Table 5 Result of parametric analysis for manifold	25
Table 6 Reaction force according to mounting arrangement case	31
Table 7 Load case for thermo-mechanical analysis	35
Table 8 Boundary condition for thermal analysis	35
Table 9 Stress result according to pressure and temperature load	40
Table 10 Results of inertia analysis	44
Table 11 Inconel 625 fatigue data	49
Table 12 Results of thermo-mechanical and inertia loading analysis	50



List of Figures

Fig.1	Convected coordinate system in the deformation process	13
Fig.2	Slope of tangent and chord line in true stress-strain curve	13
Fig.3	Tensile properties of annealed bar	15
Fig.4	Tensile properties of cold-rolled annealed sheet	16
Fig.5	Tensile properties of hot-rolled solution-treated rod	16
Fig.6	Parametric analysis process	17
Fig.7	Thermal SOLID90 element for parametric analysis in ANSYS	18
Fig.8	Structural SOLID186 element for parametric analysis in ANSYS	18
Fig.9	Geometric parameter for tubesheet	20
Fig.10	Pressure and thermal load for tubesheet	20
Fig.11	Results of parameter analysis for tubesheet	22
Fig.12	Geometric parameter for manifold	24
Fig.13	Results of geometric parameter analysis for manifold	24
Fig.14	Results of parameter analysis for manifold	25
Fig.15	Mounting components	26
Fig.16	Geometry and formula of pin design	27
Fig.17	Geometry and formula of lug design	28
Fig.18	Mounting locations of the case study	30
Fig.19	Comparison of X-direction displacements	30
Fig.20	Comparison of Z-direction displacements	31
Fig.21	Comparison of reaction force in each point	31
Fig.22	3D modeling of full model with mounting components	33
Fig.23	Simplified geometry applied tube weight as equivalent densities	33
Fig.24	Mounting arrangement of 3 point constraint method	34
Fig.25	Applied position for equivalent densities	34
Fig.26	Applied compensated pressure	34

Fig.27	Thermal boundary condition for heat transfer analysis of HX	36
Fig.28	Boundary condition for structure analysis	37
Fig.29	Temperature distribution of full heat exchanger	38
Fig.30	Result of thermo-mechanical analysis	40
Fig.31	Result of thermo-mechanical analysis	41
Fig.32	Directions of inertia loading	42
Fig.33	Result of stress distribution in radial direction	43
Fig.34	Result of stress distribution in axial direction	43
Fig.35	Result of stress distribution in tangential direction	44
Fig.36	Result of stress distribution in combined direction	44
Fig.37	FEM model for ligament efficiency study	46
Fig.38	Boundary conditions for structural analysis	46
Fig.39	Pressure load for structural analysis	47
Fig.40	Temperature load for structural analysis	47
Fig.41	Stress result of analysis under pressure load	48
Fig.42	Stress result of analysis under temperature load	48
Fig.43	Inconel 625 fatigue data depending on temperature	49
Fig.44	Comparison of maximum stress at an issue position	51

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

최근 항공 운송의 수요는 매년 5% 가량 증가하고 있으며, 이에 따라 항공기의 수요와 성장은 수십 년간 증가할 것으로 예상된다. 항공 운송이 증가함에 따라 항공기 터빈 엔진에서 배출되는 이산화탄소와 질소산화물과 같은 환경오염 가스 또한 증가하고 있다. 따라서 국제적으로 자원 고갈과 환경오염의 심각성이 대두되고 있는 가운데 연소기관의 효율 증대와 환경오염 물질의 감소를 위해 인터쿨러(intercooler)나 리큐퍼레이터(recuperator) 등 다양한 종류의 열교환기가 산업 현장에서 적용되고 있다.

이러한 용도의 열교환기 개발과정에는 많은 비용이 소요되며, 제작과정 및 적용에 어려움을 겪고 있다. 그 중에서도 항공기와 발전 플랜트에 적용되는 열교환기는 높은 수준의 기술력을 요구하고, 소형화와 고효율성이 만족되어야 하는데 그에 가장 잘 부합하는 조건의 열교환기 중에 하나는 미세 관형 열교환기이다. 항공기 엔진에 미세 관형 열교환기를 장착한다면 연료사용의 효율을 높임과 동시에 이산화탄소 및 질소산화물의 배출을 감소시키며 연료의 절약과 환경오염 문제를 해결 할 수 있을 것이다. 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 허용조건이 서로 상반되는 성격을 가지고 있어서 설계를

더욱 어렵게 한다. 이러한 열교환기의 개발이 순조롭고 빠르게 진행되기 위해서는 시험 및 해석의 간략화와 제작기법을 개발하는 것이 매우 중요하다. 최근 다양한 분야에서 시뮬레이션을 통해 현상을 예측하는 방법을 연구하고 있으며, 이러한 연구는 열교환기의 개발뿐만 아니라 작동조건에서 발생할 수 있는 문제점을 찾는 방법으로도 활용되고 있다.



1.2 연구 동향

ACARE(Advisory Committee for Aeronautics Research in Europe)는 항공기 엔진을 위한 유럽 환경 기준을 건의하였다. 기준은 2020년까지 이산화탄소(CO₂)를 20% 감소, 질소산화물(NO_x) 배출의 80% 감소 그리고 항공기 소음을 줄이는 것을 포함한다.⁽¹⁻²⁾ 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.

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.

최근 항공기용 열교환기의 발달은 독일 회사인 MTU에 의해 두드러지고 있다. MTU는 CLEAN 프로그램을 통해서 튜브 번들(bundle)로 이루어진 인터쿨러를 개발에 따르면, 항공기용 터빈엔진에 인터쿨러와 리큐퍼레이터를 적용시켜 이산화탄소 배출량 6%, 질소산화물 16%를 감소시키는 결과가 발표되었다. ⁽²⁾는 ACARE에서 제시한 기준에는 만족하지 않지만, 인터쿨러나 리큐퍼레이트 같은 열교환기를 적용에 따른 효과들을 나타내고 있음을 알려준다.

러시아의 AL-31F 엔진은 1970년대 중반에 전투기용으로 개발된 엔진으로서 미세 튜브형 열교환기가 적용이 되었다. 하지만 민간 항공기 엔진용

으로는 미세 튜브형 열교환기가 적용된 적이 없다. 그러므로 민간 항공기 엔진에 미세 튜브형 열교환기를 적용하기 위해서는 보다 많은 연구가 필요하다.^(3~4)



1.3 연구 내용 및 목적

운전되는 항공기 엔진에 사용되는 열교환기는 고온, 고압 및 강한 진동이 발생한다. 따라서 온도차에 의한 열 변형과 열응력으로 인한 하중 및 관성력에 의한 하중이 발생하고 이에 대한 정적 특성을 평가하여야 한다. 또한 엔진 장착을 위한 마운팅 부품에 대한 설계가 요구된다. 열교환기의 체적과 무게가 작아야 하며 열전달 효율을 위해 전열 면적을 늘려야 한다. 이러한 조건으로 인해 여러 형상의 열교환기의 튜브들이 제안되고 있다.⁽⁴⁾

본 연구의 목적은 유한요소 해석을 이용하여 운전 중인 열교환기의 구조적 특성을 예측하고자 한다. 항공기 엔진에 장착되는 열교환기 부품의 특수성으로 인하여 구조적 강성확보 뿐만 아니라 고효율, 저중량, 저 체적을 만족하는 형상 설계가 요구 된다. 이에 유한요소 해석을 위하여 상용 코드인 Ansys 12.1⁽⁵⁾의 자체 모델러를 이용한 형상과 유한요소 모델을 사용하였다. 또한, 운전 시 부하되는 정적 하중인 열-기계하중, 관성하중을 적용하여 튜브를 제외한 모듈형(modular type) 열교환기에 대한 구조 설계 방법 제시와 구조적 건전성을 평가 하고자 한다.

제 2 장 탄소성 유한요소해석의 이론적 배경

2.1 유한요소법

유한요소법은 해석하고자 하는 계(구조, 열, 유체등)를 유한요소라고 불리는 작은 부분으로 나누고, 행렬을 통하여 물리적인 법칙을 각각의 유한 요소에 적용한다. 이때, 계산된 근사치 값은 인접한 다른 요소를 절점(node)을 통해서 결합하여 최종적으로 전체 시스템에 대한 지배 방정식을 만든 후 이를 풀이해서 유용한 물리적 정보를 얻는 방법이다.

흔히 사용하는 두 가지 방법은 하중법(force method) (또는 flexibility method)과 변위법(displacement method)을 들 수 있다. 첫 번째의 하중 법에서 요소 사이의 내력을 미지수로 설정하고 평형방정식에서 요소에 대한 지배방정식을 구한다. 그런 다음 적합조건을 사용하여 추가의 식을 유도한 후 이를 전체적으로 합쳐서 연립대수방정식을 구하고 이 방정식을 풀어서 미지의 내력을 구하는 방법이다. 두 번째의 변위법은 절점의 변위를 미지수로 설정하여 지배 방정식을 작성하는 방법이다.

유한요소법은 각각의 요소에 대해서 서로 다른 방정식으로 문제를 풀기 때문에 다른 물질로 구성된 물체의 모델링을 쉽게 할 수 있는 이점이 있다. 하지만, 실제 구조물이나 공정을 이상적으로 모델링하기 위해서는 많은 경험과 지식이 필요하며 결과의 신뢰성 평가를 위해서는 많은 경험이 필요하다.⁽⁵⁾

2.2 탄소성 이론

대변형문제와 탄소성문제의 특징은 비선형성으로 인하여 시간과 외력의 각 단계에서의 크기에 대해 불안정하다는 것이다. 해가 충분한 정확도를 가지기 위해서는 반복 계산이 필요하다. 탄소성체의 특성은 통상 속도 형으로 표시된 구성 식에 의하여 표현되므로 변형을 지배하는 기초식도 속도 형으로 표시된다. 탄소성 경계 값 문제에서 탄소성 변형은 이런 속도 형 기초 식을 구성식과 주어진 경계조건을 이용하여 순차적으로 풀어가는 것에 의해 구해진다. 이들 구성식과 기초 식은 변형과정중의 기준 상태를 변형전 초기상태 또는 현 변형상태 중 어디에 설정하는가에 따라 전자의 경우 Total Lagrangian Formulation(TLF), 후자의 경우 Updated Lagrangian Formulation(ULF)으로 구별된다. Fig. 1 에서와 같이 탄소성 변형 중에 있는 물체를 고려하면 시간 t 에서 평형상태에 있는 물체의 모든 값 (변형량 분포, 응력분포, 변형형상 등)이 알려져 있을 때 시간 증분 Δt 동안 미소 외부 변형에 대한 물체의 반응(탄소성 해)은 직교 데카르트 좌표계 x 를 기준 좌표로 하여 ULF표시에 의한 다음의 가상일 원리를 푸는 것에 의하여 구해진다.⁽⁶⁾

$$\int_v (S' + \sigma L) \delta L dv = \int_{st} \dot{p} \delta v ds \quad (2-1)$$

여기서 p 는 물체의 표면 s 의 단위면적에 작용하는 외력의 변화율, v 는 변위속도, $L = dv/dx$ 는 속도구배 텐서는 가상 변위속도이다. 또, V, s 는 각각 물체의 체적과 표면적을 나타낸다. S 는 Kirchhoff 응력텐서이고 Cauchy 응력텐서 σ 와는

다음의 관계가 있다.

$$S = \frac{\rho_0}{\rho} \sigma$$

$$\dot{S} = \dot{\sigma} + \sigma trL - \sigma L - L\sigma \quad (2-2)$$

탄소성 경계 값 문제, 식 (2-1)을 풀기 위해서는 재료고유의 응답특성을 나타내는 변형률 속도와 응력속도의 대응관계인 구성 식은 재료의 물리적 특성을 나타내므로 물체의 운동 혹은 좌표계의 운동에 무관하게 객관성을 가져야 한다.

식 (2-1)에 객관성을 갖는 구성 식으로 Kirchhoff응력의 Jackman 속도 \dot{s} 와 변형률 속도 d 의 대응 관계를 이용하면

$$\int_v [(D-F)d + \sigma L] \delta L dv = \int_{st} \dot{p} \sigma v ds$$

$$\dot{s} = \dot{s} + \delta w - w\sigma = \dot{s} + Fd \quad (2-3)$$

$$w = \frac{1}{2}(L - L^T), d = \frac{1}{2}(L + L^T)$$

이 된다. 여기서 D 는 구성 매트릭스이고 재료의 소성변형조건을 나타내는 항복곡면의 형태에 따라 구체적인 형태가 구해진다.

탄소성 변형문제의 해를 구하기 위한 탄소성 유한요소방정식은 가상일의 원리 식 (2-1)에 의해 정식화된다. 즉 N 개의 절점을 갖는 요소내의 임의의 점에서 변위속도를 v , 변형률속도를 d , 변위 속도구배를 g 로 하고 이것을

절점에서의 변위 속도 \bar{v} 와 형상함수 ϕ 및 ϕ 의 도함수를 성분으로 하는 매트릭스 B, E 로 표시하여 가상의 일 원리인 식 (2-2)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 매트릭스 형으로 요소의 강성방정식이 얻어진다.

$$K\hat{v} = \hat{f}$$

$$K = \int_{ve} [B^T(D-F)B + E^T] QEdv$$

$$\hat{f} = \int_{set} \phi^T \dot{p} ds \quad (2-4)$$

$$v = \phi \hat{v}, d = B \hat{v}, g = E \hat{v}$$

요소의 체적은 v_s , 표면적은 S_e 로 나타낸다. 매트릭스 K는 강성 매트릭스이고, \hat{f} 는 표면적에 등가인 질 점력이다. 식 (2-4)의 유한요소방정식을 모든 요소에 대하여 구하고 질 점력의 평형조건과 변위의 적합조건을 만족하도록 중첩시키면 물체 전체의 강성방정식이 얻어지고 여기에 질 점력 증분 및 절점 변위 증분으로써 경계조건을 가하면 물체내의 모든 미지의 절점변위 증분이 구해진다. 상기의 정식화는 증분 변형전의 상태를 기준으로 증분 변형 후의 상태를 표시하는 Eislser법에 의한 것이므로 계산정도의 향상을 위해서 증분 간에는 선형 영역에서 비선형 영역으로의 재료특성의 변화나 형상의 급격한 변화가 발생하지 않도록 증분의 크기를 결정하는 것이 중요하다.

객관성을 갖는 응력속도와 변형률 속도 간의 대응관계인 구성 식으로서 탄소성체의 소성변형에 자주 이용되고 있는 구성 식은 크게 연합유동법칙 (associated flow rule)을 따르는 J2-flow theory와 J2-kinematic hardening theory, 항복곡면에 코너의 존재를 고려한 구성 식으로 J2-deformation theory와 J2-corner theory, 비연합 유동법칙(non-associated flow rule)을 따르는 Rudnicki-Rice's theory와 Gurson's theory에 의한 구성 식으로 대별된다. 이들 중에서 비연합유동법칙은 토양, 암석과 같이 소성변형 이전에 재료 내부에 미세크랙이나 간극을 갖고 있는 재료나 금속재료가 정수압 응력 지배하에 있을 때 해당되는 사항이다. 본 연구에서는 연합유동법칙을 따르는 두 구성방정식을 사용하였다.

통상 탄소성 구성식의 도출에 있어서 전 변형률 속도 \vec{d} 는 가역적인 탄성성분 \vec{d}^e 와 비가역적인 소성성분 \vec{d}^p 로 분해할 수 있다고 다음과 같이 가정 한다.

$$\vec{d} = \vec{d}^e + \vec{d}^p \quad (2-5)$$

탄성성분은 Hooke의 법칙을 유한변형까지 확장시켜 일반화 시킨 선형 관 계에 의해 나타내고 소성성분은 항복함수 f(yield function)와 유동법칙 (flow rule)에 의해 나타낸다. 즉, 탄소성체의 구성 식은 Hill(6)에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{s} = D^e \vec{d}^e = D^e (\vec{d} - \vec{d}^p) \quad (2-6)$$

여기서 D^e 는 순간 탄성강성계수(instantaneous elastic modulus)이다. 소성 변형률속도 \vec{d}^p 는 다음 식으로 주어진다.

$$\vec{d}^p = \frac{1}{h} \vec{m} (\vec{s} \cdot \vec{n})$$

$$\vec{n} = \left. \frac{\partial f}{\partial \sigma} / ab \right|_s \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (2-7)$$

\vec{m} 은 소성변형률 속도방향, \vec{n} 은 항복곡면에 세운 법선방향을 나타낸다. h 는 재료의 변형경화특성을 나타내는 스칼라함수로 응력, 변형이력의 함수이다. 식 (2-6)와 식 (2-7)에서 $\vec{s} \cdot \vec{n}$ 을 구하면,

$$\vec{n} \cdot D^e \vec{d} = \vec{n} (\vec{s} + D^e \vec{d}^p)$$

$$= \begin{cases} (\vec{n} \cdot \vec{s}) [1 + \frac{1}{h} (\vec{n} \cdot D^e \vec{m})] : \vec{n} \cdot \vec{s} > 0, \text{부하} \\ \vec{n} \cdot \vec{s} & \vec{n} \cdot \vec{s} \leq 0, \text{제하, 중립} \end{cases} \quad (2-8)$$

따라서 식 2-6에서 탄소성 구성 식은

$$\begin{aligned}\bar{s} &= D^e(\vec{d} - \vec{d}^e) \\ &= \left[D^e - \beta \frac{D^e \vec{m} D^e \vec{n}}{h + \vec{n} \cdot D^e \vec{m}} \right] \vec{d} = D \vec{d}\end{aligned}\quad (2-9)$$

$$\beta = 1: \vec{n} \cdot D^e \vec{d} > 0, \text{ 부하}$$

$$0: \vec{n} \cdot D^e \vec{d} \leq 0, \text{ 제하, 중립}$$

로 주어진다. 여기서 β 는 소성 영역과 중립 • 제하 영역을 구분하는 지수이다. $\vec{m} = \vec{n}$ 인 경우에 연합유동법칙이 성립하고 D는 ij, kl에 대해 대칭이 된다. 참고적으로 $\vec{m} \neq \vec{n}$ 인 경우에는 비연합유동법칙이 성립하여 D는 ij, kl에 대하여 비대칭이 된다.

초기 항복함수가 Von Mises형의 매끈한 항복곡면으로 주어지는 등방경화 (isotropic hardening) 탄소성체의 경우 소성변형률 속도방향은 항복곡면에 세운 법선방향과 일치한다. ($\vec{m} = \vec{n}$) 따라서 Von Mises 형의 항복함수 $f = 3/2 \dot{\sigma} \cdot \dot{\sigma} - \sigma_Y^2 (\dot{\sigma} = \dot{\sigma} - 1/3 \text{tr} \dot{\sigma} I)$ 를 식 (2-9)에 대입하면 J2-flow theory에 의한 탄소성구성식의 구체형은 다음과 같이 주어진다.

$$\bar{s} = \left(D^e - \frac{\beta}{g} NN \right) \vec{d} = \left(D^e - \frac{2\beta G}{g} \sigma' \sigma' \right) \vec{d}\quad (2-10)$$

$$N = D^e \vec{n}, g = h + N \cdot \vec{n} = \frac{3}{2} \sigma^2 \left(1 + \frac{h}{2G} \right)$$

가공경화 파라미터 h는 Fig. 2 와 같이 단축인장 진응력-대수변형을 관계로부터 구할 수 있다.

$$h = \frac{3}{2} \frac{d\epsilon^p}{d\sigma} = \frac{3}{2} \left[\left(1 - \frac{1-2\nu}{E} \sigma \right) \frac{1}{E_t} - \frac{1}{E} \right]\quad (2-11)$$

E_t : 진응력-대수변형률 곡선의 접선계수 ($=d\sigma/d\epsilon$)

한편 초기 항복조건을 만족한 후 소성변형의 진행에 따라 항복곡면이 형상 및 크기를 그대로 유지한 상태에서 응력 공간 내를 평행 이동하는 이동경화 이론 (Kinematic hardening theory)에 의한 구성식은 다음과 같이 구할 수 있다.

즉, 현재 상태에서 항복곡면의 중심 수 f 위치를 a 라 하고, 식 (2-9)에 항복함수 $f = 3/2\hat{\sigma}'\hat{\sigma}' - \sigma_Y^2 (\hat{\sigma} = \sigma - \alpha)$ 를 대입하면 이동경화 탄소성체에 대한 구성식이 얻어진다.

$$\bar{s} = \left(D^e - \frac{2\beta G}{\hat{g}} \hat{\sigma}'\hat{\sigma}' \right) \bar{d}$$

$$\hat{g} = \frac{2}{3} \sigma_Y^2 \left(1 + \frac{\hat{h}}{2G} \right) \quad (2-12)$$

항복곡면의 중심위치를 결정하는 방법으로 Ziegler는 항복곡면의 중심의 이동은 현 응력점과 항복곡면의 중심을 연결하는 방향과 일치한다고 가정하여 항복곡면 중심의 이동량을 결정하였다.

$$\bar{\alpha} = \mu \hat{\sigma}, v > 0$$

$$v = \left(\frac{3}{2} \bar{s} \cdot \hat{\sigma}' \right) / \sigma_Y^2 \quad (2-13)$$

가공경화 파라미터 \hat{h} 를 구하기 위해서는 식 (2-11)에서 진응력 σ 에 대응하는 양으로 식 (2-14)에 대입하면 된다.

$$\sigma = \sigma_Y + \bar{\alpha}$$

$$\bar{\alpha} = \sqrt{\frac{2}{3} \alpha' \cdot \alpha'} \quad (2-14)$$

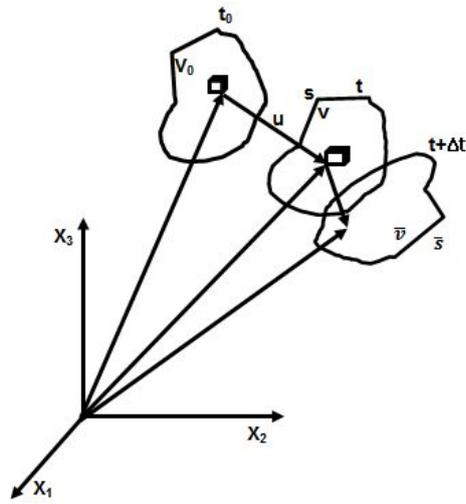


Fig. 2 Convected coordinate system in the deformation process⁽⁶⁾

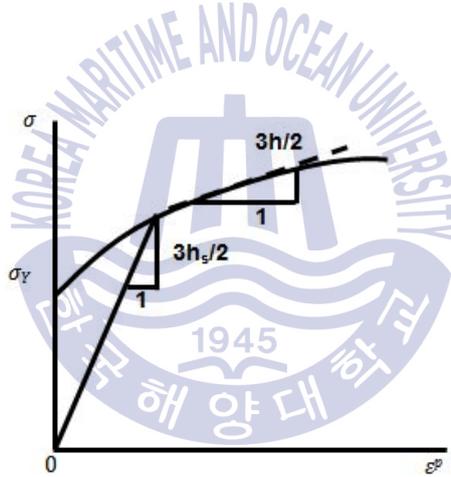


Fig. 3 Slope of tangent and chord line in true stress-strain curve⁽⁶⁾

제 3 장 정적 운전 하중을 고려한 열교환기의 구조 설계

3.1 열교환기 부품 설계

본 연구에서 사용된 Flat top U-tube 열교환기는 매니폴드(manifold), 튜브시트(tubesheet), 외부 케이스(case), 플렌지(flange), 베플(baffle), 튜브 번들(tube bundle)과 같은 다양한 부품들로 구성되어 있다. 항공기 엔진에 장착되는 열교환기 부품의 특수성으로 저중량이 요구되며, 매니폴드와 튜브시트의 무게 영향이 가장 크다.

해석을 위하여 실제 고온, 고압의 정적 운전조건과 내열성이 뛰어난 Inconel 625의 재료 물성치가 적용되었다.

제조사인 SPECIAL METALS⁽⁷⁾에서 제공한 물성치를 기준으로 하였을 때 작동환경이 920 K 이상일 때는 풀림과 용체화 처리된 것이 가장 좋은 인장강도, 항복 및 피로강도를 가진다. Table 1 는 상온에서의 열처리 및 가공에 따른 기계적 강도를 보여주고 있다. Fig. 3, 4, 5 에서는 풀림 및 용체화 처리되어 가공된 Inconel 625 합금의 고온 인장물성을 보여주고 있다.

Table 1 Material properties of Inconel 625⁽⁷⁾

Shape and condition		Tensile strength	Yield strength	Elongation	Reduction in Area	Brinell hardness
		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, Cold-Drawn	Annealed	827-965	414-517	55-30	-	
	Solution-Treated	689-827	276-414	60-40	-	

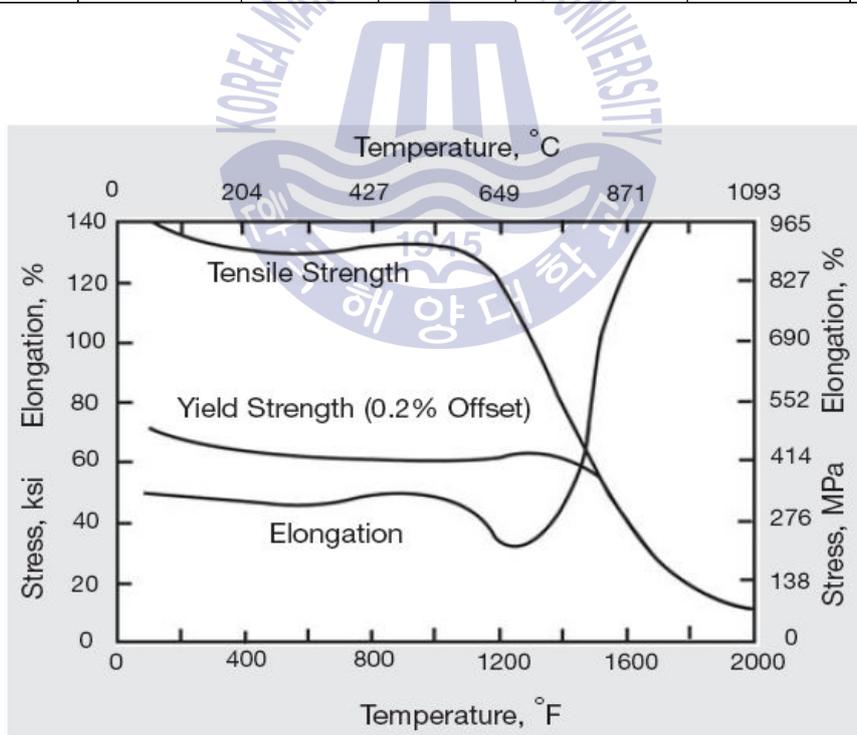


Fig. 4 Tensile properties of annealed bar⁽⁷⁾

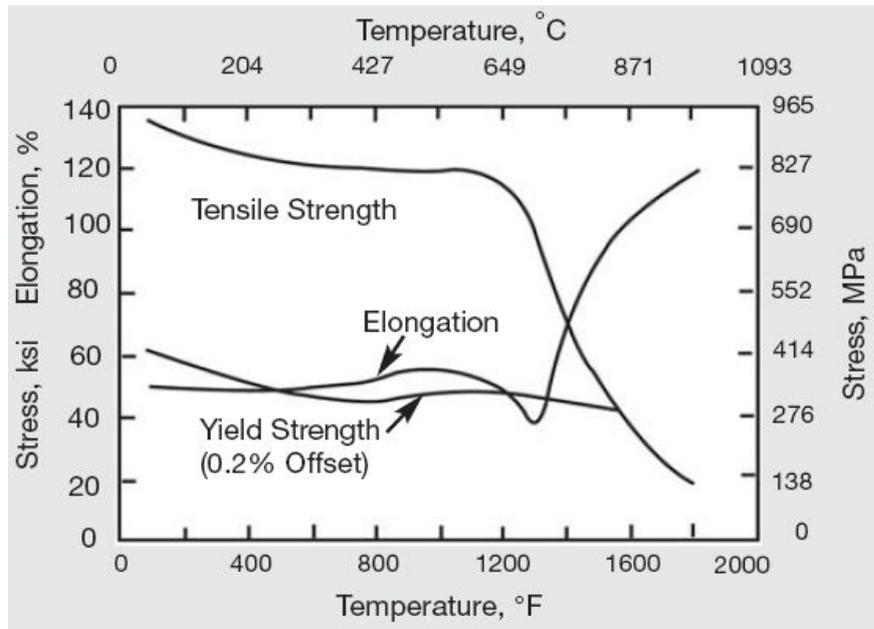


Fig. 5 Tensile properties of cold-rolled annealed sheet⁽⁷⁾

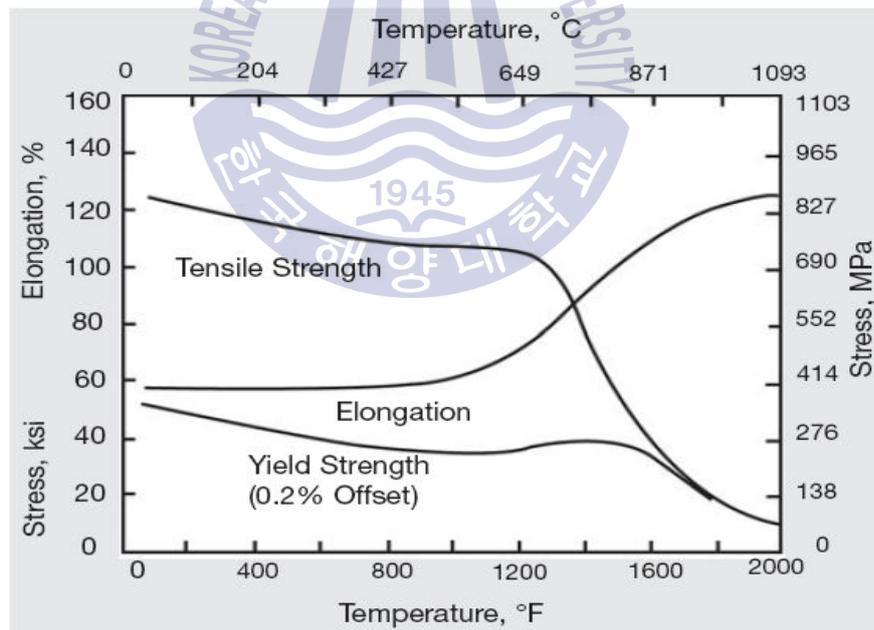


Fig. 6 Tensile properties of hot-rolled solution-treated rod⁽⁷⁾

하지만, 인코넬 625 의 제조사에서는 1000 K 의 고온 환경에서 작동하는 열교환기에서 사용될 미세튜브에 대한 인장강도 및 항복강도에 대한 참고 자료가 없으므로 부산대 UTC센터의 고온인장시험을 참고하여 유한요소 해석에 적용하였다.

형상 매개변수 모델의 해석 및 설계절차는 Fig. 6 의 순서와 같이 크게 형상 입력, 재질 및 경계조건 입력, 구조 해석 그리고 결과출력으로 나눌 수 있다.

형상입력 단계에서는 FE 해석을 수행 할 유한요소모델의 형상을 입력하는 작업을 수행하며, 재질 및 경계 조건 입력단계에서는 유한요소모델의 각 부분에 재질 및 경계조건을 부여한다. 완성된 유한요소모델과 해석 조건하에서 열전달에 의한 열응력과 내압에 의한 형상변수 해석을 수행한다. 이러한 해석을 통해 결과를 출력하고 형상변수 모델의 안정성을 평가하였다.

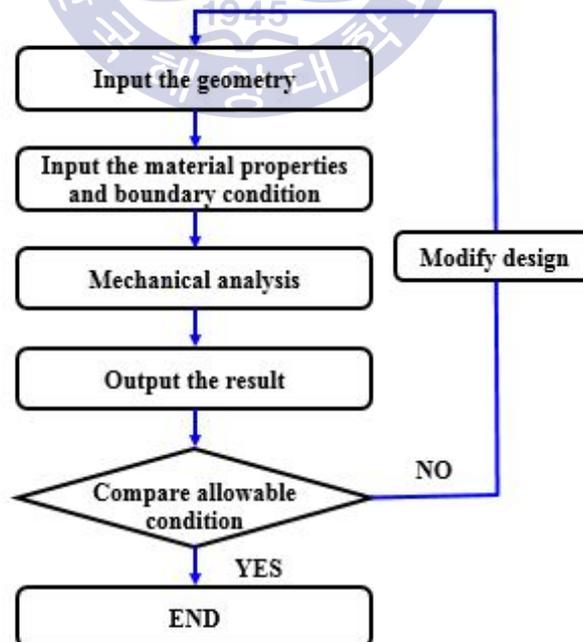


Fig. 7 Parametric analysis process

매개변수 모델에 대한 해석을 위해 유한요소 모델링을 수행하였다. 전체모델을 이용하여 해석을 수행하는 것은 PC의 많은 메모리와 해석시간을 요구한다. 그러므로 다양한 환경이 적용 되었을 때처럼 많은 해석을 수행 하여야 할 때는 적합하지 않다. 해석시간을 줄이기 위해 부분 모델 해석을 수행하였다. FE 해석은 Fig. 7 와 Fig. 8 의 SOLID90 과 SOLID186 유한요소모델을 사용하였다.⁽⁸⁾

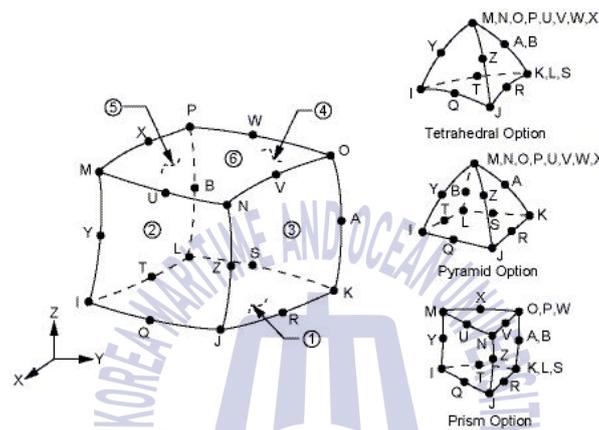


Fig. 8 Thermal SOLID90 element for parametric analysis in ANSYS⁽⁸⁾

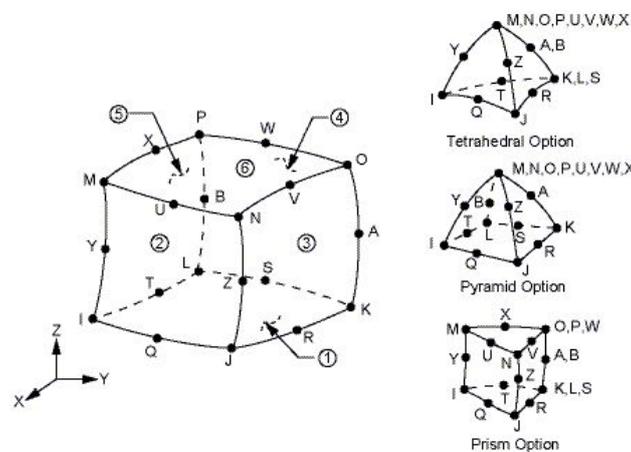


Fig. 9 Structural SOLID186 element for parametric analysis in ANSYS⁽⁸⁾

3.1.1 튜브시트 매개변수 해석

튜브시트의 형상변수는 두께로 4 mm, 6 mm, 8 mm, 10 mm의 해석을 진행하였다. 하중 조건으로는 압력과 온도 하중 조건이 적용되었다. 형상 변수에 대한 조건은 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 Geometric variables of tubesheet

Geometric variables				
Thickness (mm)	4.0	6.0	8.0	10.0

튜브시트는 고온, 고압의 가스에 노출되어 있고, 케이스, 매니폴드와 플렌지에 의해 고정된다. 따라서 튜브시트와 케이스, 플렌지의 온도차에 의해서 열응력이 발생되어지며, 유한요소모델을 이용하여 해석할 때에는 튜브시트 뿐 아니라 케이스와 플렌지도 포함하여 수행하여야 한다. 튜브시트 부분 모델은 Fig. 18 에 나타내었다.

각 두께의 튜브시트에 대하여 압력, 온도, 온도-압력 하중에 대한 각각의 특성을 파악하였다. 적용된 온도 하중은 전체 모델에 대한 CFD 해석의 결과로부터 알 수 있었다. CFD 해석을 통해 구해진 온도조건과 대류 열전달 계수는 고온부와 저온부의 입구부와 출구부를 4개의 부분으로 분할하여 각각의 부분에 단계적인 방법(stepwise method)으로 적용하였다. 베플에는 각 U형 튜브 부위 온도조건과 대류열전달 계수를 부여하였다. 튜브시트 모델에 대하여 전체모델과 유사하게 하중이 적용되었으며, 압력 하중은 균일한 값으로 5.5 MPa (55 bar)가 튜브의 내부와 튜브시트, 매니폴드 내부면에 적용된다. 온도 하중 및 압력하중은 Fig. 19 에 나타내었다.

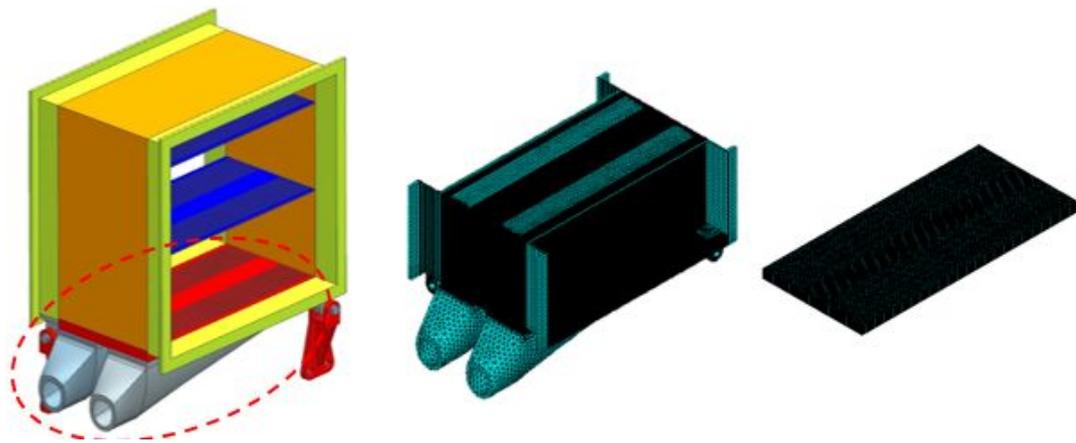
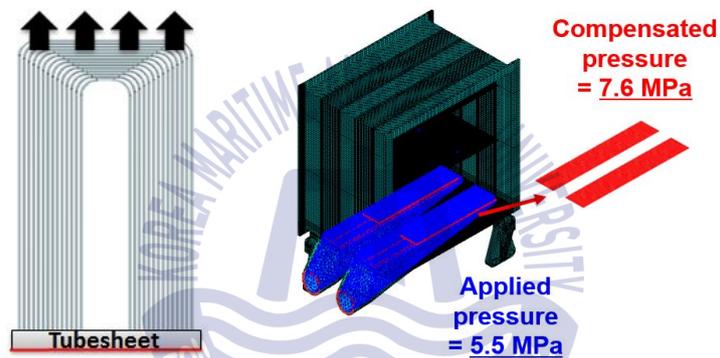
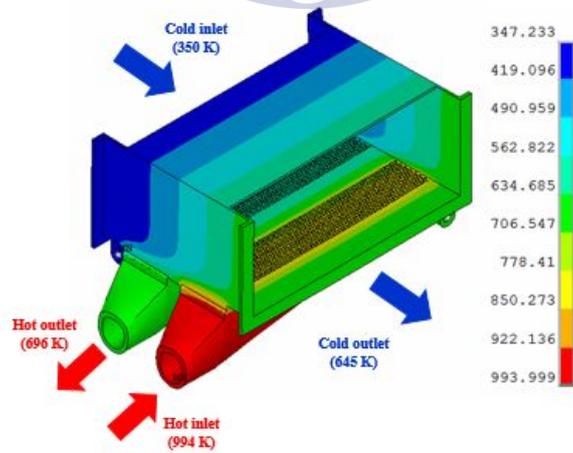


Fig. 10 Geometric parameter for Tubesheet



(a) Pressure load



(b) Thermal load

Fig. 11 Pressure and thermal load for tubesheet

해석은 튜브시트의 각 하중 조건에 대한 특성을 파악하기 위하여 온도 해석, 압력 해석, 온도-압력 연성 해석 총 3가지 하중으로 적용된다. 또한, 구조 특성은 등가응력으로 평가를 한다.

압력 하중만 적용된 경우, 튜브시트가 압력에 의해 위쪽 면으로 부푸는 모습이 발생한다. 따라서 아랫면에서는 압축응력, 윗면에서는 인장응력이 발생한다. 등가응력은 4, 6, 8, 10 mm 에 대하여 각각 284, 270, 200, 190 MPa 이 발생하였고, 두께가 증가함에 따라 응력이 감소하는 경향이 있다.

온도 하중만 적용된 경우, 튜브시트가 아래쪽 면으로 부푸는 모습이 발생한다. 이때, 튜브시트에서 발생하는 열변형을 플렌지에서 제한하기 때문에 튜브시트 윗면, 아랫면 모두 압축응력이 발생한다. 등가응력은 4, 6, 8, 10 mm 에 대하여 각각 351, 352, 346, 347 MPa 이 발생하였고, 두께와 관계없이 응력은 비슷한 값을 가진다.

온도-압력이 같이 적용된 경우, 튜브시트가 아래쪽 면으로 부푸는 모습이 발생한다. 튜브시트의 윗면, 아랫면 모두 압축응력이 발생하며, 이는 압력 하중에 비해 온도 하중이 튜브시트에 지배적으로 작용하고 있기 때문이다. 등가응력은 4, 6, 8, 10 mm 에 대하여 각각 336, 329, 314, 304 MPa 이 발생하였고, 등가응력이 온도 하중만 적용된 것에 비해 작은 값을 가지는 것은 압력 하중이 온도 하중에 의해 생기는 부푸는 모습을 상쇄시켜 주기 때문이다. Fig. 11 와 Table 3 은 각각 튜브시트의 두께에 따라 각 하중별로 정리하여 나타낸 것이다. 매개변수 해석에서는 단순 기계적 하중에 대한 평가이므로 항복강도로 평가하였다. 온도, 압력, 온도-압력 해석결과를 비교한 결과 튜브시트 두께를 8 mm 로 선정 하였다.

Table 3 Result of parametric analysis for tubesheet

Thickness (mm)	Mass (kg)	Max.von Mises stress (MPa)		
		Pressure	Thermal	Pressure + Thermal
4	0.57	284	351	336
6	0.85	270	352	329
8	1.14	200	346	314
10	1.42	190	347	304

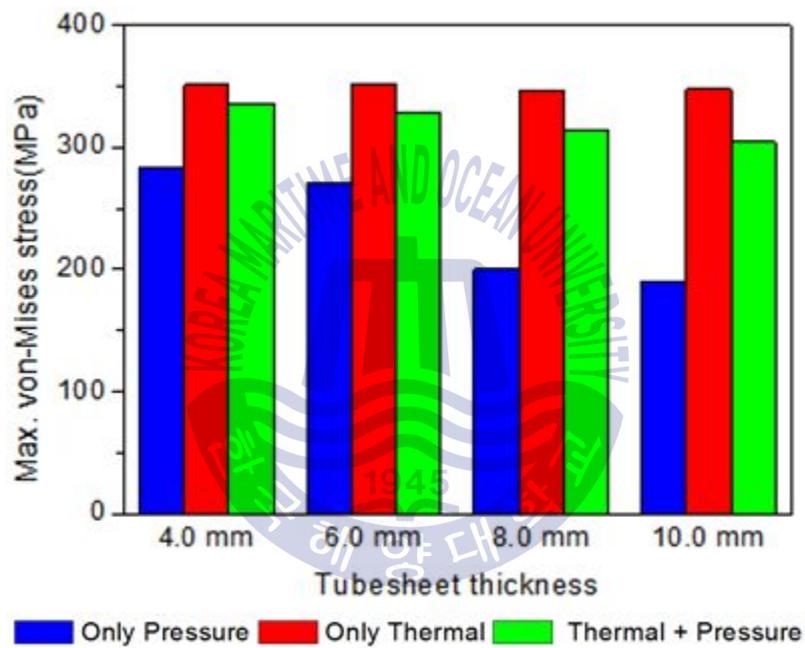


Fig. 12 Results of parameter analysis for tubesheet

3.1.2 매니폴드 매개변수 해석

매니폴드는 고온, 고압의 가스에 노출된다. 본 연구에서는 형상 매개변수로 벽면의 형상과 두께로 선정하였다. 적용된 압력은 5.5 MPa (55 bar) 이고, 매니폴드 내부면에 기계적 하중으로 적용되었다. 구조해석을 위해 고온의 매니폴드에 1000 K 의 물성치를 적용하였다.

매니폴드의 형상변수는 두께와 형상으로 두께는 3.0 mm, 3.5 mm, 4.0 mm의 해석을 진행하였다. 매니폴드는 높은 압력을 받는 경우 벽면형상에 따라 결과의 큰 영향을 받기 때문에 형상 매개변수도 같이 선정하였다. 형상변수에 대한 조건은 Table 4 에 나타내었다.

Table 4 Geometric variables of manifold

Geometric variables			
Thickness (mm)	3.0	3.5	4.0

벽면의 형상에 대한 매개변수로는 기본적인 평평한 모델과 곡면이 적용된 모델이 있다. 매개변수 형상은 Fig. 12 에 나타내었다. 고압이 작용하는 매니폴드에서는 압력에 의해 벽면에서 부푸는 형상이 생기며 그 부위와 튜브시트와 접하는 부분에서 구조적으로 응력이 집중된다. 같은 두께에서 벽이 평평한 모델과 곡면이 적용된 모델의 응력 차이는 Fig. 13 에 나타내었다. 벽이 평평한 모델의 부푼 위치의 응력은 235 MPa, 곡면이 적용된 모델의 부푼 위치의 응력은 193 MPa 로 약 18% 응력이 감소하였다. 이는 곡면이 고압에 대해 분산 시키는 역할을 하기 때문이다.

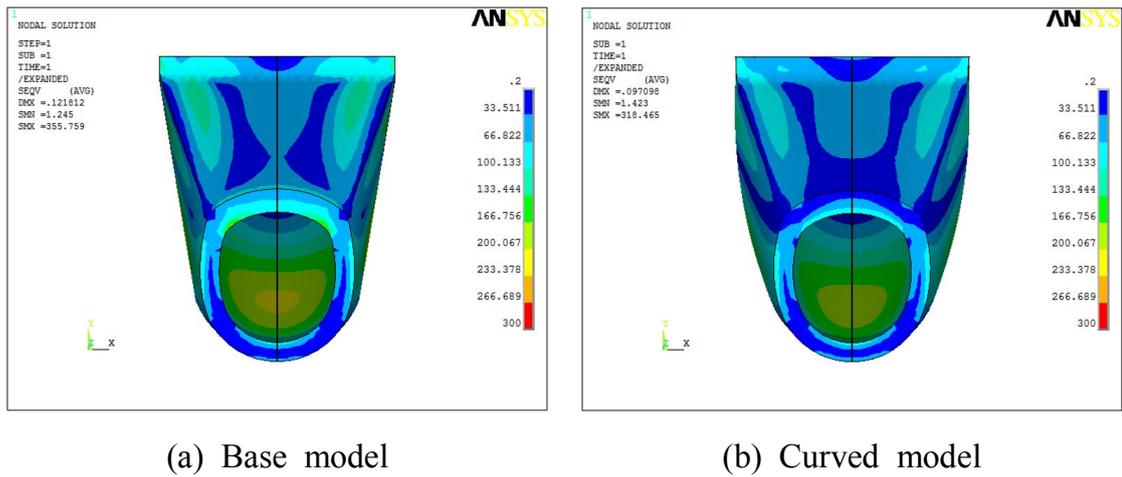


Fig. 13 Geometric parameter for manifold

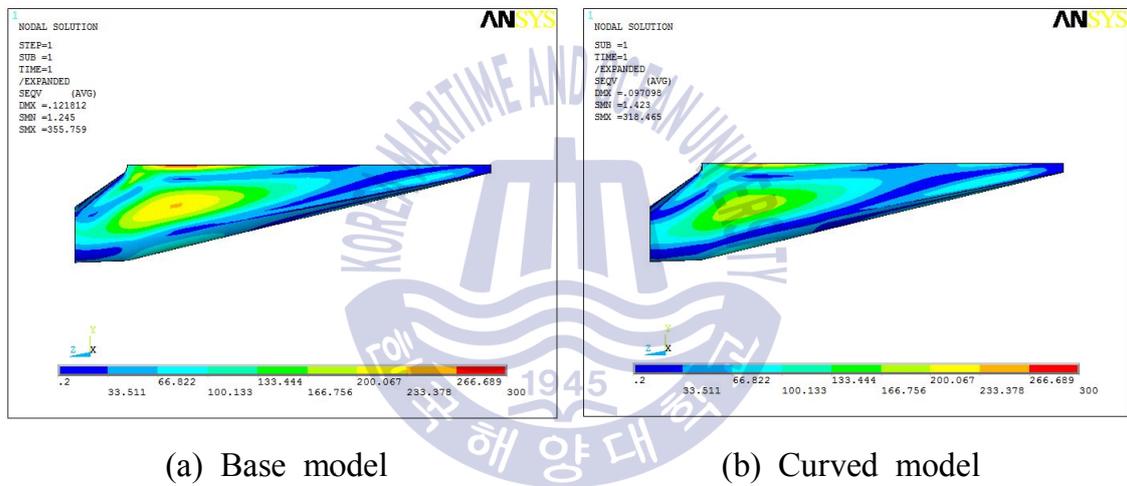


Fig. 14 Results of geometric parameter analysis for manifold

Table 5 은 각각 매니폴드의 두께에 따라 정리하여 나타낸 것이다. 매니폴드의 벽면은 곡면이 적용되었고, 고압에 의해 벽면이 부푸는 형상이 생기며 그 부위와 튜브시트와 접하는 부분에서 구조적으로 응력이 집중된다. 등가응력의 최대값은 3, 3.5, 4 mm 에 대하여 각각 411, 312, 183 MPa 이 발생하였고, Fig. 14 에 나타내었다. 두께가 증가함에 따라 응력이 감소하는 경향이 있다. 매개변수 해석에서는 단순 기계적 하중에 대한 평가이므로 항복강도로 평가를 하게 된다. 온도, 압력, 온도-압력 해석결과를 비교한 결과 매니폴드 두께를 3.5 mm 로 선정 하였다.

Table 5 Result of parametric analysis for manifold

Thickness (mm)	Mass (kg)	Maximum. von Mises stress (MPa)
3.0	1.16	411
3.5	1.33	312
4.0	1.51	183

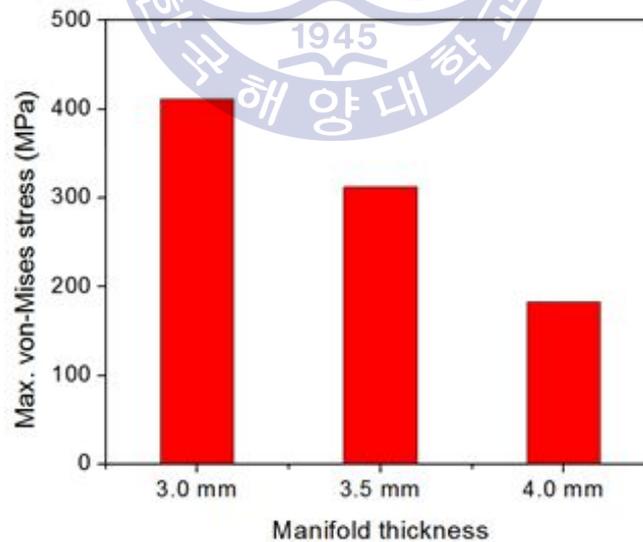


Fig. 15 Results of parameter analysis for manifold

3.2 장착조건을 고려한 마운팅 설계

본 연구에서 사용되는 Flat top U-tube 열교환기는 가스터빈 엔진 코어 부분에서 마운팅 부품에 의해 고정되어 장착되어진다. 하지만 운전조건에 따라 그 형상과 특성이 달라질 수 있다. 따라서, 연구 모델에 맞는 마운팅 형상 디자인과 마운팅 위치배열에 따라 특성 평가가 필요하다.

3.2.1 마운팅 형상 디자인

항공기 운전시 열, 압력, 충격과 같은 다양한 하중이 존재하며, 마운팅 부품은 이 조건들에서 열교환기의 고정 및 구조적 강성도 만족하도록 설계되어야 된다. Fig. 15 는 전형적인 항공기 마운팅 부품 형상을 보여준다.

마운팅 부품은 러그(lug), 핀(pin), 브라켓(bracket)으로 구성되어 있다. 러그는 열교환기에 장착이 되며, 브라켓은 엔진코어에 볼트체결을 통해 고정되게 된다. 또한, 핀은 브라켓과 러그 사이에 존재하며, 슬라이딩 조건 기능과 연결기능을 가지고 있다. 열교환기는 작동시에 온도가 발생되며, 발생된 온도에 의해서 열변형이 발생되어 팽창된다. 그러므로, 러그와 핀 사이의 슬라이딩 조건을 통하여 열변형을 풀어주는 역할을 한다.

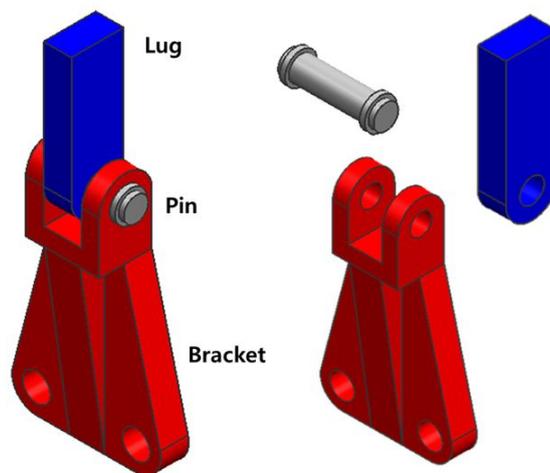


Fig. 16 Mounting components

엔진 코어에 장착하기 위해 간단한 수식을 이용하여 러그 디자인을 수행하였다. 러그의 두께를 선정하기 위해서 변수를 높이 H와 넓이 W, 핀의 직경 d_p 로 정한다. 높이 H는 핀으로부터 러그까지의 높이를 나타내고, 넓이 W는 러그의 넓이이며 핀 직경의 배수로 가정한다. 하나의 변수인 핀의 직경은 한 점에 전단력이 집중된다고 가정하여 구한 전단응력을 항복강도의 1/2 에 안전계수를 적용하여 구한다. 핀 모델은 Fig. 16 에 나타내었다.⁽⁹⁾

$$\tau = \frac{V}{A_{cross}} \leq \frac{S_y}{2n} = \frac{A_{max} \times g \times (Mass)}{\frac{\pi \times d_p^2}{4}} \quad (4-1)$$

항복강도를 만족하는 핀의 직경을 구하면,

$$d_p = \sqrt{\frac{(A_{max} \times g) \times (Mass) \times 4 \times 2n}{\pi \times S_y}} \quad (4-2)$$

여기서 τ = 전단응력, d_p 는 핀의 직경, g 는 중력 가속도, A_{max} 는 최대 가속도, S_y 는 항복강도를 의미한다.

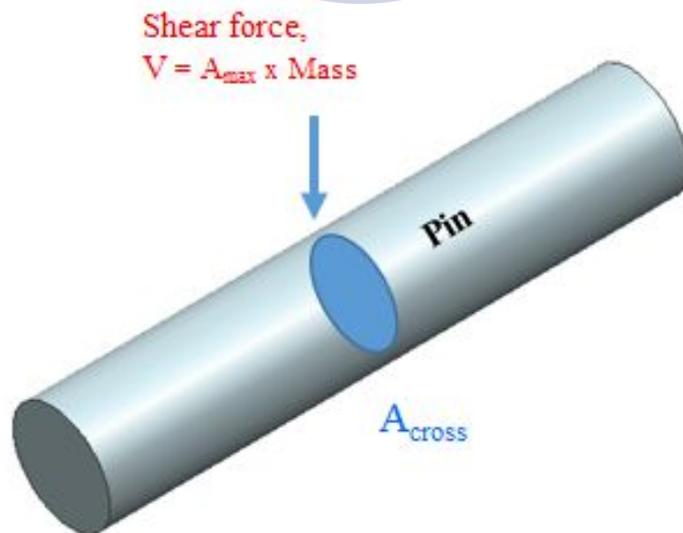


Fig. 17 Geometry and formula of pin design⁽⁹⁾

러그에 하중이 가해졌을 때, 발생하는 하중은 러그 축 방향과 수직 방향으로 나눌 수 있으며, 이는 각각 굽힘응력과 인장응력이 발생하며 항복 강도에 안전계수를 적용하여 두께를 선정한다. 이는 Fig. 17 에 나타내었다. 굽힘과 인장응력에 관한 식을 항복강도와 비교하여 정리하면 아래와 같은 식이 된다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_b &\leq \frac{Sy}{n} \quad (n = \text{safety factor}) \\ &= \frac{A_{\max} \times g \times (\text{mass of HX})}{(W - d_p)} + \frac{A_{\max} \times g \times (\text{mass of HX}) \times H \times 6}{(W - d_p)t^2} \leq \frac{Sy}{n} \end{aligned} \quad (4-3)$$

항복 강도 만족하는 러그의 두께를 구하면,

$$\begin{aligned} t &= \frac{\frac{A_{\max} \times 9.8 \times \text{Mass}}{W - d_p}}{Sy} \\ &+ \frac{\sqrt{\left(\frac{A_{\max} \times 9.8 \times \text{Mass}}{W - d_p}\right)^2 + 4 \times \frac{Sy}{n} \times \frac{A_{\max} \times 9.8 \times (\text{mass of HX}) \times H \times 5}{(W - d_p)}}}{Sy} \end{aligned} \quad (4-4)$$

여기서, I 는 이차 단면 모멘트, d_p 는 핀의 직경, g는 중력 가속도, A_{\max} 는 최대 가속도, Sy는 항복강도를 의미한다.

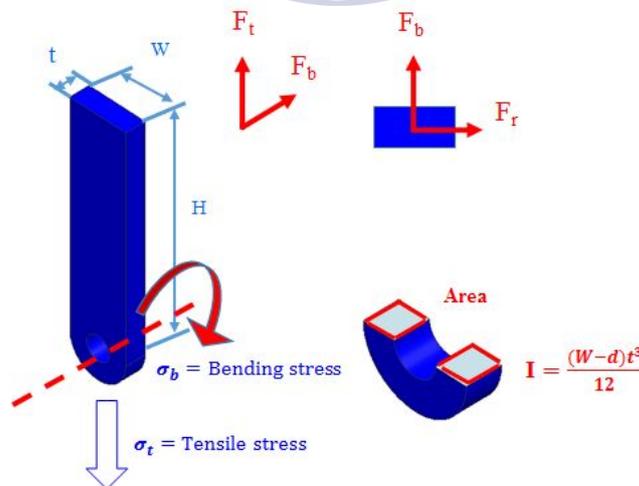


Fig. 18 Geometry and formula of lug design⁽⁹⁾

3.2.2 마운팅 위치 선정

본 연구에서는 열변형을 풀어주기 위하여 각 방향의 슬라이딩 조건을 허용하는 3포인트 구속법으로 마운팅을 구상하였다. 하지만 운전조건에서는 고온-고압의 연소가스가 발생하므로 각 마운팅 설치 부위 즉, 케이스 부위나 매니폴드 부위에 따라 온도가 다를 수 있다. 또한, 구속 위치 간의 간격이 줄어들기 때문에 열교환기 전체 변형에도 영향을 미칠 수 있다. Fig. 18 은 연구 케이스의 위치에 대한 설명이다. 연구 케이스는 고정 점에 따라 4가지 케이스로 진행을 하였고, 매니폴드 입구 방향을 전면부, 반대쪽으로 후면부로 지정하였다. 첫 번째 케이스는 고정 점이 케이스 부위 후면부에 위치하였고, 두 번째 케이스는 고정 점이 케이스 부위 전면부에, 세 번째 케이스는 고정 점이 매니폴드 후면부에, 그리고 마지막 케이스는 고정 점이 매니폴드 전면부에 위치하였다. 경계조건은 앞서 언급하였던 고온의 열조건과 고압 조건이 적용되었다.

Fig. 19 와 Fig. 20 에서는 마운팅 유무에 따른 각 방향의 열변형 특성을 파악하였다. Fig. 19 는 매니폴드의 수직 방향을, Fig. 20는 매니폴드 방향의 열변형을 비교하였다. 각 방향의 변형을 비교한 결과 마운팅을 고려하지 않는 열교환기의 열변형보다 마운팅을 고려한 열교환기의 열변형이 작다. 이를 통해 마운팅 부품이 열교환기의 열변형을 억제하는 것을 알 수 있다.

Fig. 21 은 구속 점에서의 반력을 비교한 그래프이다. 구속 점이 플랜지 후면부에 위치한 첫 번째 케이스가 전체적인 반력이 유사하게 나오며, 나머지 케이스는 한 구속 점에서 큰 반력이 발생한다. 이것은 한 구속점 즉, 마운팅 부품이 파손될 위험이 있음을 의미한다. 특히 X 방향 즉, 매니폴드 수직 방향 슬라이딩을 허용하는 구속 점과 완전 고정 점은 고온 부에 위치하기 때문에 더욱 위험하다. 또한, Z 방향 즉, 매니폴드 입구 방향의 구속 점이 유사한 반력 값을 가져도 연소가스가 직접 주입되는 매니폴드가 케이스 부위보다 상대적으로 온도가 높으므로 세 번째 케이스가 첫 번

째 케이스보다 위험하다. 온도와 반력 값은 Table 6 에 정리하였다.

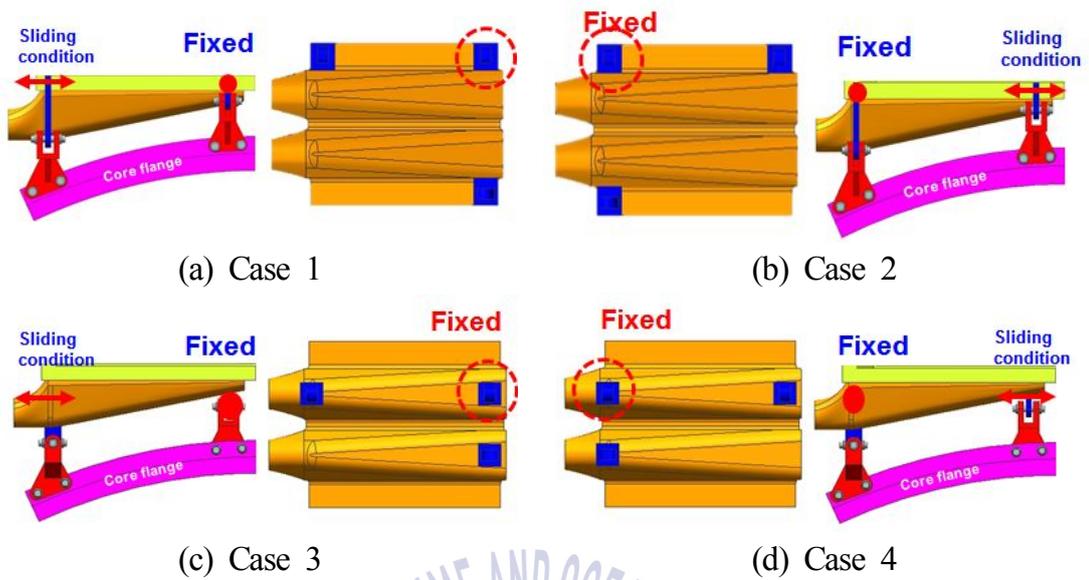


Fig. 19 Mounting locations of the case study

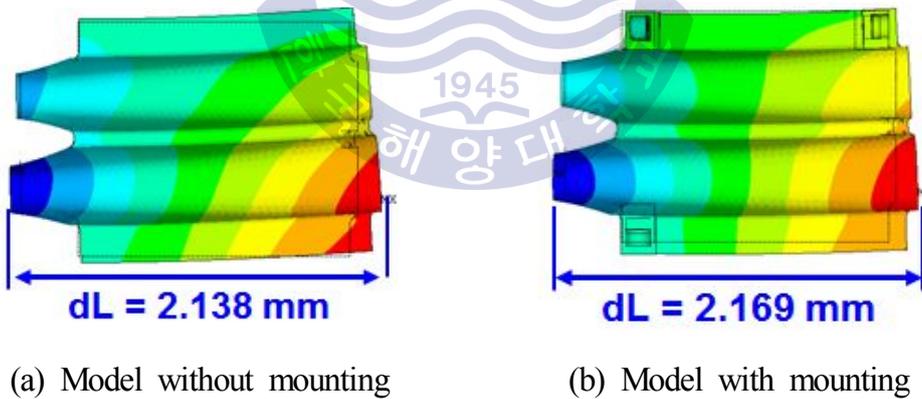


Fig. 20 Comparison of X-direction displacements

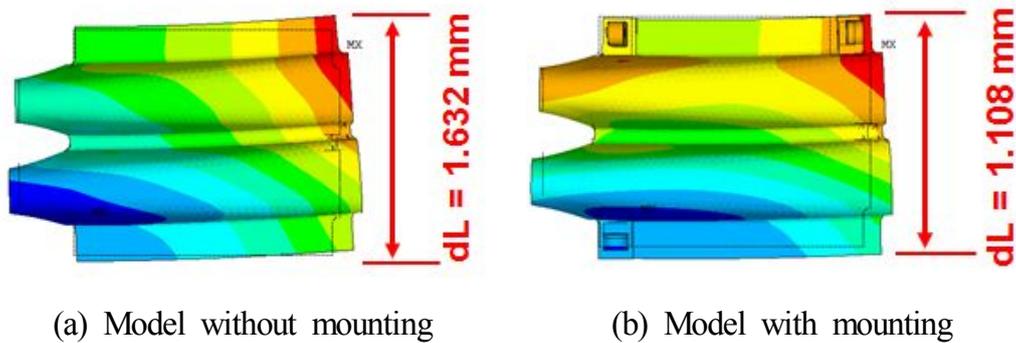


Fig. 21 Comparison of Z-direction displacements

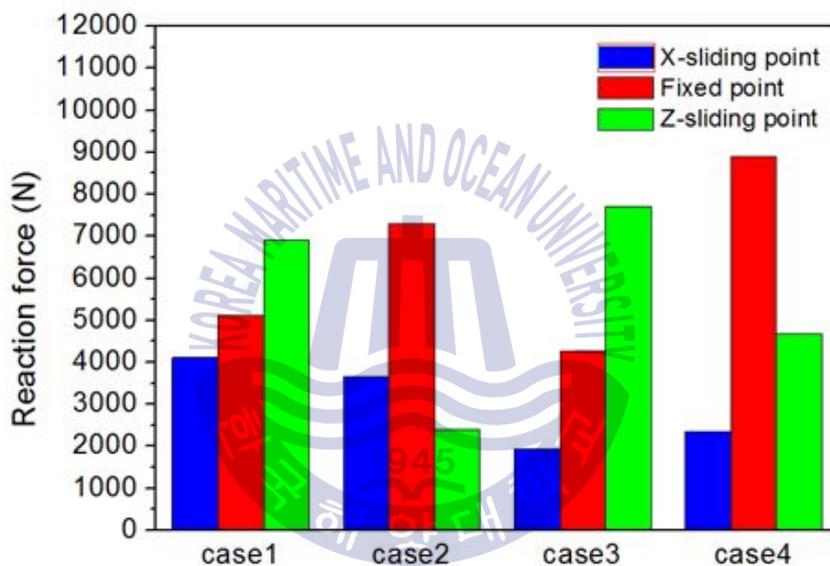


Fig. 22 Comparison of reaction force in each point

Table 6 Reaction force according to mounting arrangement case

	Reaction Force (N)			
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
X-sliding point	4112	3668	1931	2347
	350 K		695 K	
Fixed point	5106	7299	4261	8909
	350 K		695 K	
Z-sliding point	6917	2396	7704	4680
	705 K		993 K	

3.3 열교환기 해석 모델

Fig. 22 은 앞서 진행한 연구의 결과를 고려한 모델을 보여준다. Flat top U-tube 열교환기는 매니폴드(manifold), 튜브시트(tubesheet), 외부 케이스(case), 플랜지(flange), 베플(baffle), 튜브 번들(tube bundle), 마운팅 부품(mounting component)과 같은 다양한 부품들로 구성되어 있다. 여기서, 고온 측 입구에 있는 튜브시트와 고온 측 출구에 있는 튜브시트는 일체형으로 설계되어 있다. 매니폴드는 용접에 의해 튜브시트와 결합되어 있다. 또한, 플랜지는 용접에 의해 튜브시트와 케이스와 결합되어 구성되어 있다. 고온의 가스에 의한 열변형이 생기기 때문에 각 방향의 열변형을 풀어줄 수 있는 3 포인트 구속법을 이용하여 열교환기를 엔진에 장착하였고 Fig. 24 에 나타내었다.

Fig. 22 열교환기는 조밀한 다수의 튜브로 구성되어 있기 때문에, 보다 조밀하고 복잡한 격자 구조를 요구한다. 이는 많은 메모리와 해석 시간을 요구하므로 본 연구에서는 Fig. 23 과 같은 단순화 모델로 진행하였다. 튜브 번들의 무게를 Fig. 25 와 같이 베플에 등가 밀도로서 차등 분배하였다. Fig. 26 에서는 압력 하중으로 일정한 고압이 적용되지만, 매니폴드 측 튜브시트면은 튜브 번들 거동에 의한 압력 보상을 적용하였다.

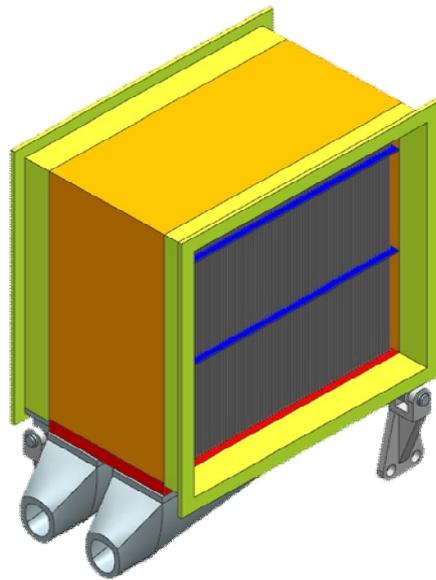


Fig. 23 3D modeling of full model with mounting components

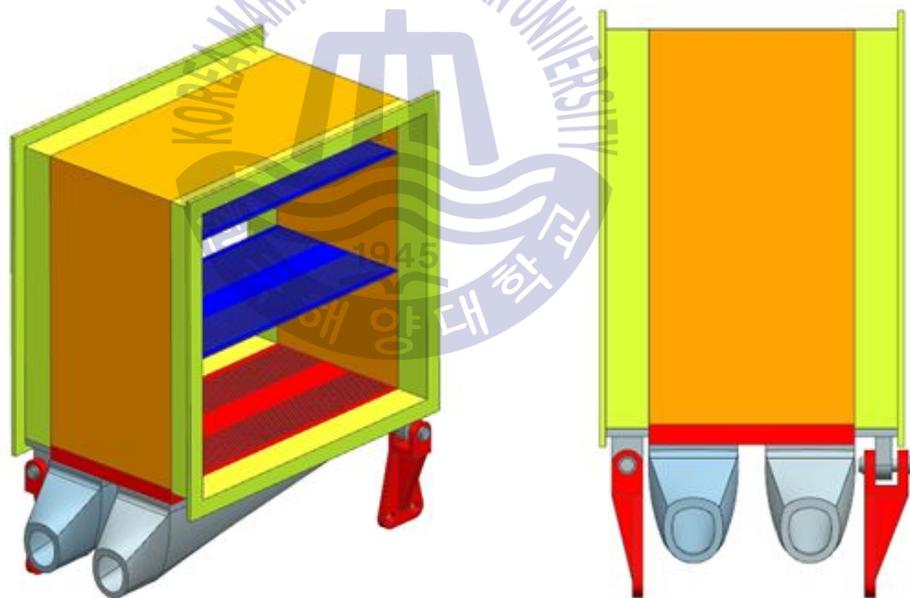


Fig. 24 Simplified geometry applied tube weight as equivalent densities

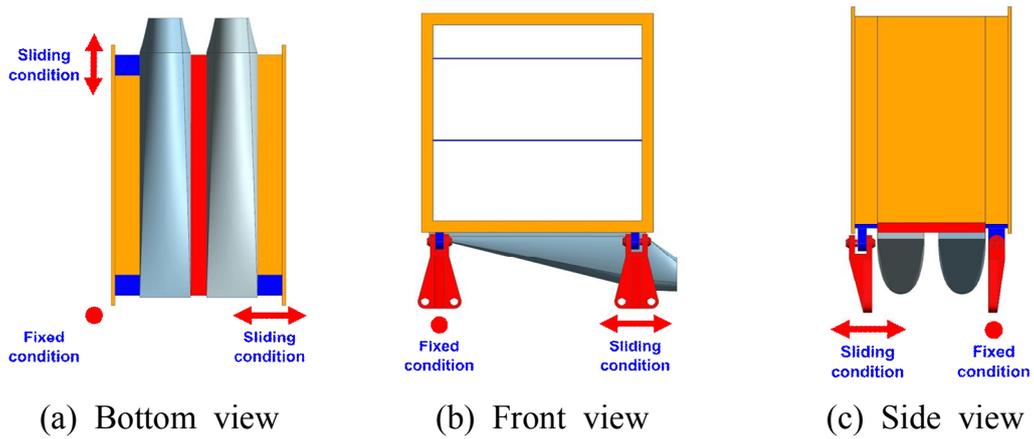


Fig. 25 Mounting arrangement of 3 point constraint method

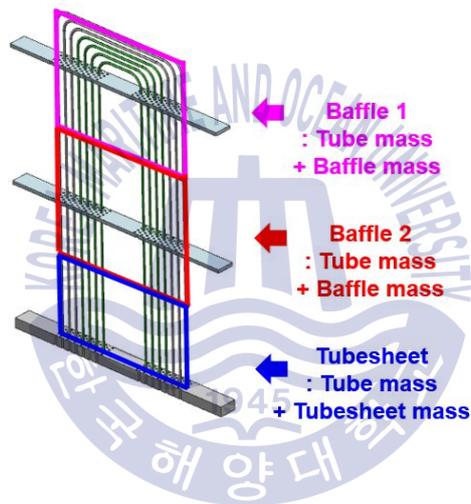


Fig. 26 Applied position for equivalent densities

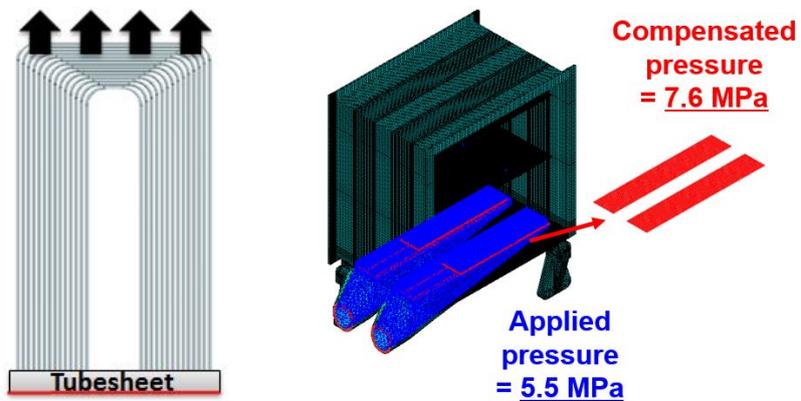


Fig. 27 Applied compensated pressure

3.4 항공기 정적 운전 조건에 따른 설계

3.4.1 열-기계 하중에 대한 설계

기본 열전달에 해석에 적용될 열전달 조건인 온도조건과 대류열전달 조건은 CFD 해석의 결과로부터 알 수 있었다. CFD 해석을 통해 구해진 온도조건과 대류열전달 계수는 고온부와 저온부의 입구부와 출구부를 4개의 부분으로 분할하여 각각의 부분에 단계적인 방법으로 적용하였다. 베플에는 각 U형 튜브 부위 온도조건과 대류열전달 계수를 부여하였다. 모델에 적용된 온도조건과 대류열전달 계수는 Fig. 27 에 나타내었다.

열-구조 해석의 하중조건으로는 열전달 해석으로 구해진 온도분포의 열 하중과 U 튜브, 매니폴드 내부에 압력을 적용하였다. 열-구조 해석을 위한 참고 온도는 320 K가 적용되었고, 압력은 5.5 MPa (55bar)가 적용되었다. 적용된 하중과 온도 조건은 Table 7, 8 에 정리하였다.

Table 7 Load case for thermo-mechanical analysis

Load Case	Value
Thermal load	Temperature distribution
Pressure load	5.5 MPa (55bar)
Reference temperature	320 K

Table 8 Boundary condition for thermal analysis

	Bulk Temperature (K)	Convection coefficient (W/m ² K)
Hot inlet	994	2500
Hot outlet	696	2500
Cold inlet	347	900

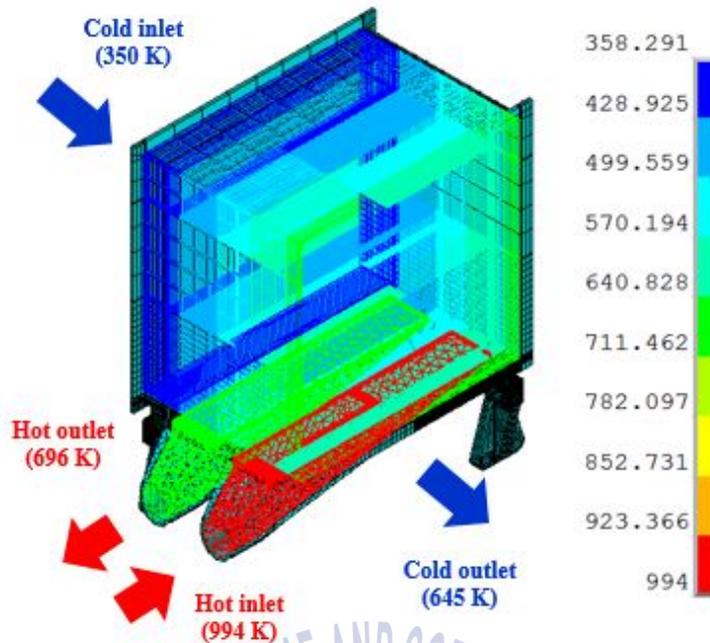


Fig. 28 Thermal boundary condition for heat transfer analysis of HX

변위 경계조건은 코어 플랜지에 장착된 마운팅 구성품에 변위구속을 적용하였다. 이는 실제 장착조건을 고려한 경우이다.

일반적으로 항공기 엔진에 장착되는 부품들은 3개의 마운팅 구성품으로 구성되어 진다. 이것은 부품들의 열팽창에 의해서 구속을 피하기 위해서이며, 그 중 하나는 완전구속을 하여 변형에 관하여 기준이 되며, 다른 하나는 열팽창 방향과 핀의 방향이 일치되게 설치하여, 열팽창에 의한 구속을 없애주는 역할을 하도록 하여 열교환기에 설치되어 진다.

그러므로, 실제 조건과 유사하게 구조해석을 수행하기 위해서 3개의 마운팅 구성품을 열교환기에 도입하여 모사를 하였다. 3개의 코어 플랜지에 마운팅이 되어 각각 볼트로 체결되었다고 가정하여 완전구속 하였으며, 마운팅 부품에 슬라이딩 조건이 적용되었다. Fig 28 은 마운팅 구성품에 대한 설명을 보여준다. 마운팅 부품에 슬라이딩 조건이 적용된 이유는 앞에서 언급을 하였지만, 열교환기와 엔진코어가 운전시에 온도가

증가함에 따라 열변형이 발생하는 움직임을 허용하기 위한 것이다. 그리고 슬라이딩 조건을 컨택 요소를 이용하여 적용하였으며 반대쪽 브라켓 벽에 닿았을 때 더 이상 슬라이딩이 되지 못하도록 하였다. 이와 같은 경계 조건으로 비선형 온도 의존형 탄소성 구조해석을 수행하였다.

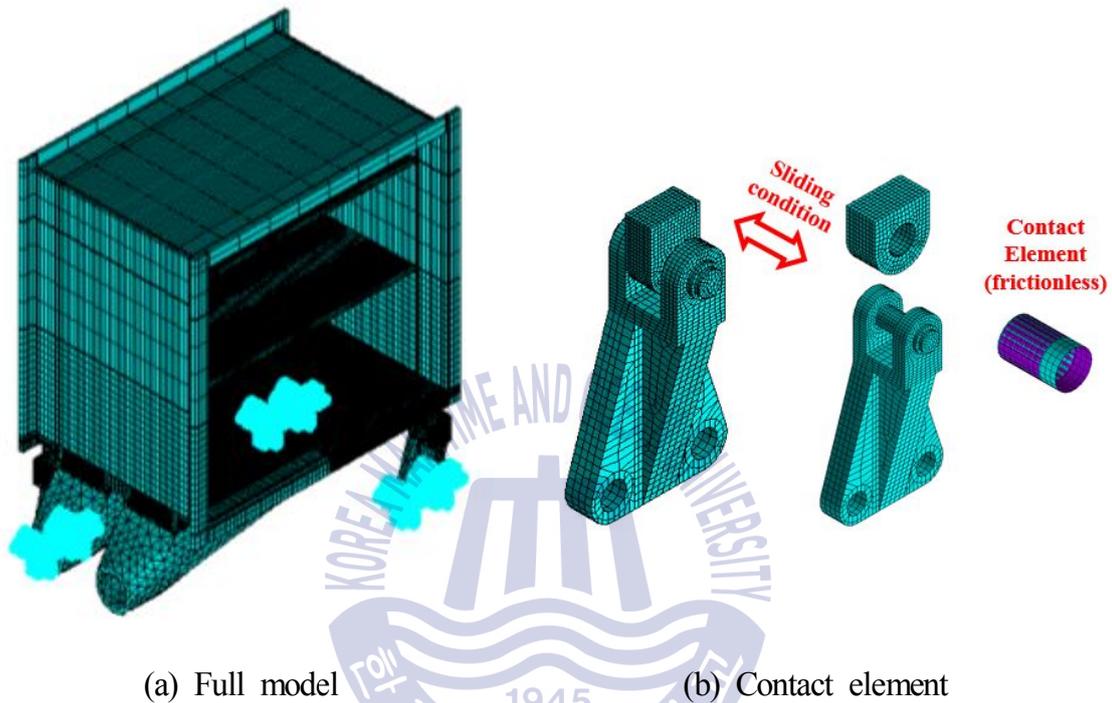
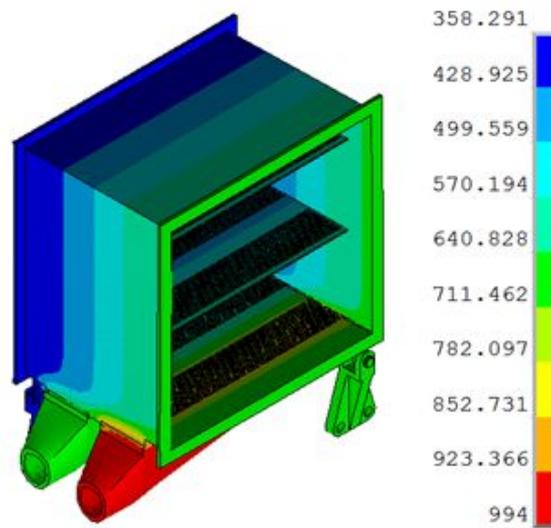
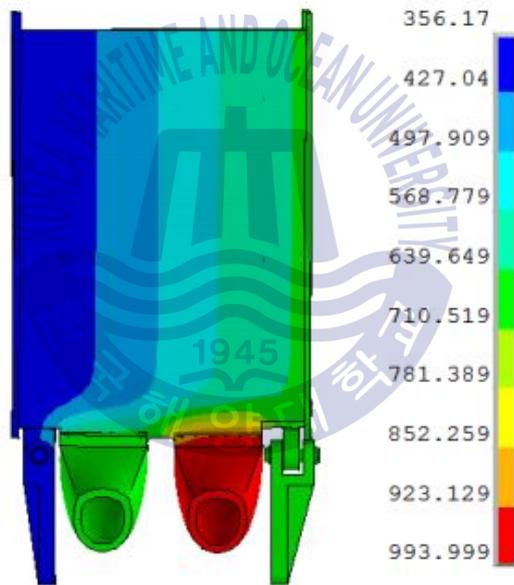


Fig. 29 Boundary condition for structure analysis

열전달 온도 해석 결과는 다음 Fig. 29 에 나타내었다. 대류열전달 온도를 단계적으로 적용하였고, 고온 입구 부분과 고온 출구 가 연결되어 있어 튜브시트에서 열전달이 발생하여 온도차이가 크게 나타났다. 플랜지에 마운팅 부품을 장착하기 위해 매니폴드와 플랜지 위치가 멀어지면서 온도 차이가 크게 발생하였다. 또한, 마운팅 부품에 플랜지와 온도가 유사하게 열전달 된다고 가정하여, 일정한 온도를 적용하였다. 각 방향별 총 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 29(a) 를 보면 튜브시트의 온도차이 때문에 열팽창이 다르게 나타는 것을 볼 수 있다. Fig. 29(b) 의 경우 튜브시트와 케이스의 벽의 온도차이가 급격하게 일어나는 것을 관찰할 수 있었다. 튜브시트가 팽창이 케이스의 응력을 발생하는 원인임을 알 수 있었다.



(a) Iso view



(b) Front view

Fig. 30 Temperature distribution of full heat exchanger

베플이 장착된 Flat-top U 튜브 항공기용 기본형 열교환기의 열-구조 해석 결과이다. 압력과 온도에 관하여 각각 해석을 진행하였고, 압력과 온도가 함께 적용된 해석을 진행하였다. 해석결과는 Table 7 에 정리하였고, 압력 하중은 튜브시트에서 윗방향으로, 매니폴드에서 외부방향으로 부푸는 형상이 나타났다. 하지만 열 하중에 의해서 전체적으로 뒤틀리는 형상과 구부러지는 형상이 나타나며 전체하중에 대해 지배적인 것을 해석결과값을 통해 알 수 있다. Fig. 30 은 열교환기의 변형 분포이다. 튜브시트의 온도차에 의해 고온부에서 열팽창이 상대적으로 많이 발생하며 플랜지와 케이스가 이를 제한하는 역할을 하는 것을 알 수 있다.

Fig. 33 은 열-기계 해석의 응력 분포를 나타낸 것이다. 해석결과 최대 응력은 케이스와 플랜지 접합부, 베플과 케이스 접합부 등에 높은 응력이 나타났지만 이는 용접을 고려하지 않아 응력 피크가 발생한 것이므로 평가대상에서 배제 되었다. 전체 형상에서 고온부가 우선 고려되었고, 튜브시트의 온도차에 의해서 생기는 열변형 때문에 플랜지에서 인장응력이 발생하였다. 플랜지의 온도는 720 K 에 응력은 388 MPa 이 나타났다. 튜브시트는 윗면과 아랫면 모두 압축응력이 발생하였으며 341 MPa 이다. 케이스에서는 인장응력이 발생하며 408 MPa 이 나타났다. 이유는 튜브시트에서 온도차에 발생하는 열변형을 플랜지와 케이스가 제한하기 때문이다. 마운팅 부품에서는 러그, 핀, 브라켓이 각각 등가응력이 355, 389, 321 MPa 발생하였으며, 열교환기의 거동을 제한하여 발생하는 응력들이다. 응력 수준에 대한 평가는 항공기 운전시 가해지는 하중이므로 피로강도로 평가하며, 열-기계 하중에서는 10^4 사이클로 평가를 한다.

Table 9 Stress result according to pressure and temperature load

Component	von-Mises stress (MPa)					
	Flange	Tubesheet	Case wall	Lug	Pin	Bracket
Pressure	50	73	52	102	171	97
Temperature	373	320	385	287	184	304
Pressure & Temperature	388	341	408	355	389	321

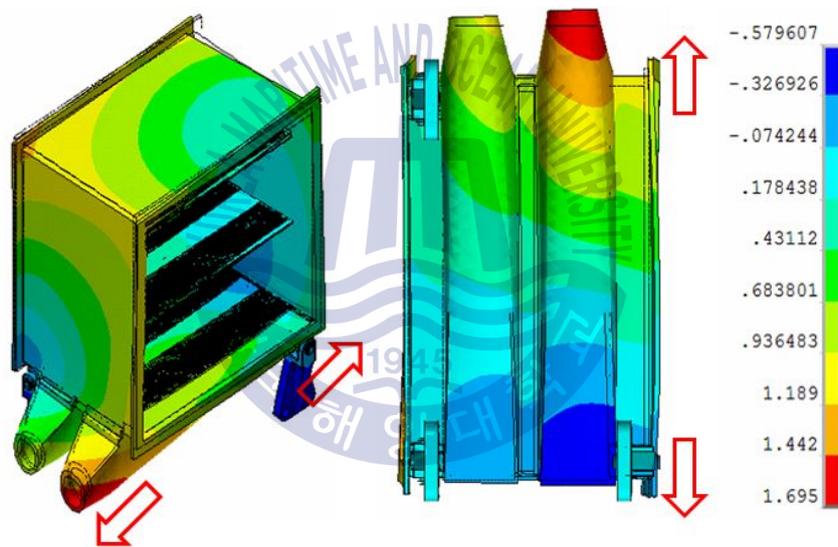
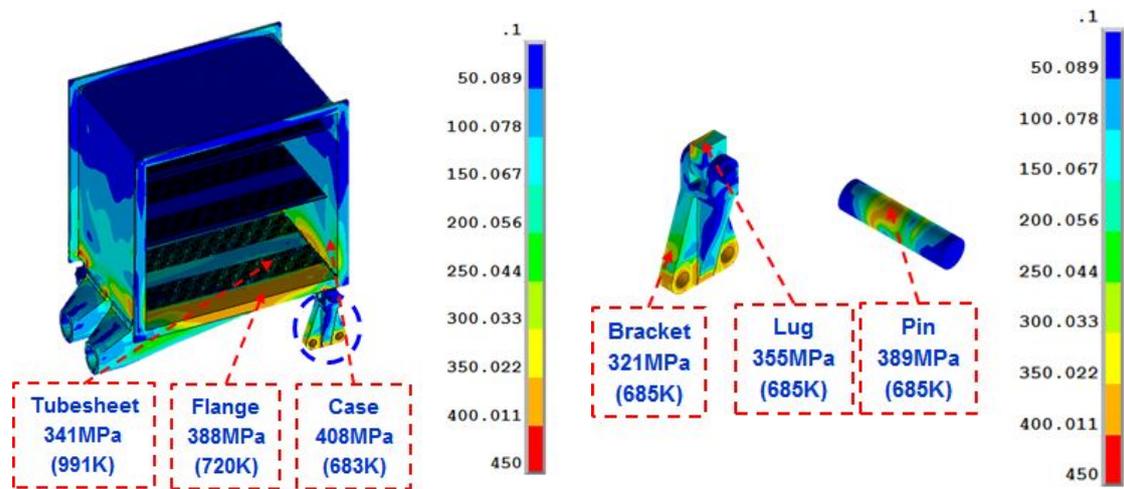


Fig. 31 Result of thermo-mechanical analysis



(a) Heat exchanger (b) Mounting component

Fig. 32 Result of thermo-mechanical analysis

3.4.2 관성 하중에 대한 설계

관성하중의 방향은 열교환기가 엔진코어에 장착한다고 가정할 경우 3가지 방향으로 적용이 가능하다. 엔진의 축 방향, 반경 방향, 접선 방향으로 나누어지며, 각 방향으로 적용된 조건 3가지와 조합된 방향으로 적용된 경우로 총 4가지 조건이 적용되었고, 일반적인 항공기엔진 코어의 작동 중력 가속도는 ± 20 배 가 적용되어진다. 본 연구에서는 안전계수 2.5 를 적용하여 힘을 중력 가속도의 50배의 등가 정하중을 적용하였으며 관성하중에 의한 전체 거동과 지지부의 하중 영향을 관측하고자 한다. 온도는 1000 K 으로 가정하였다. 적용된 관성하중의 방향은 Fig. 32 에 나타냈다.

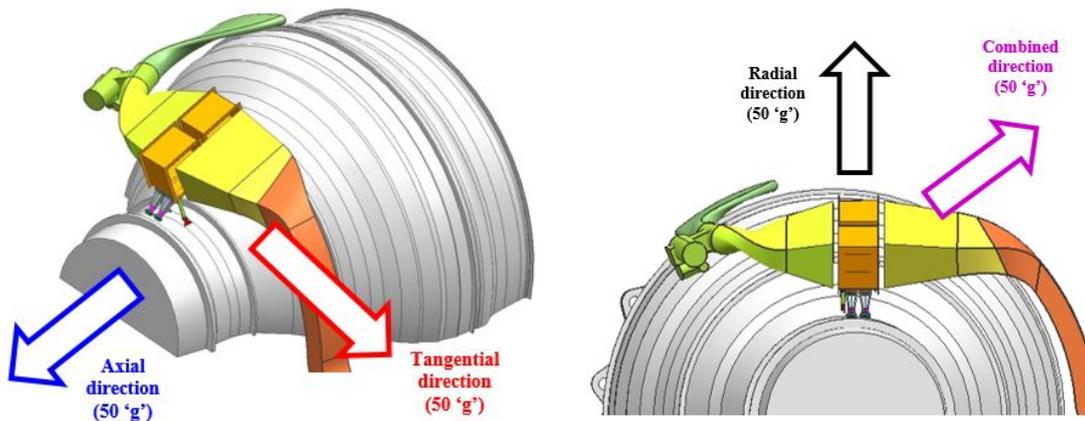


Fig. 33 Directions of inertia loading

다음은 관성하중조건하에서의 응력분포를 보여준다.

Fig. 33 은 반경 방향(Radial direction) 관성력 조건으로 Fig. 33(a) 변형을 통해 케이스 부위에서의 약간의 뒤틀리는 거동이 발생하였다. Fig. 33(b) 는 응력분포로 응력은 마운팅 부위의 가장 크게 발생되었고 러그와 핀이 각각 68 MPa, 74 MPa 이다.

Fig. 34 는 축 방향(Axial direction) 관성력 조건으로 Fig. 34(a) 변형을 통해 케이스와 플랜지 부위에서 큰 굽힘 거동이 발생하였다. Fig. 34(b) 는 응력분포로 응력은 플랜지에서 응력이 362 MPa 으로 가장 크게 발생하였다.

Fig. 35 는 접선 방향(Tangential direction) 관성력 조건으로 Fig. 35(a) 변형을 통해 케이스 부위에서 크게 뒤틀리는 거동이 발생하였다. Fig. 35(b) 는 응력분포로 응력은 마운팅 브라켓 부위에서 242 MPa 으로 가장 많이 발생되었다.

Fig. 36 은 세 방향을 조합한 방향 관성력 조건으로 굽힘과 뒤틀림 거동이 동시에 발생하였다. 응력은 튜브시트에서 85 MPa, 케이스 부위에서 321 MPa, 플랜지 부위에서 365 MPa, 마운팅 러그, 핀, 브라켓 부위에서 각각 204, 249, 261 MPa 발생하였다. Fig. 36(b) 는 응력분포를 나타내고,

Table 10 에 각 방향과 부위의 응력을 나타내었다.

관성력 작용시 각 방향에 대한 응력과 변형거동 등 구조 특성을 파악할 수 있었으며, 접선 방향(Tangential direction)과 축 방향(Axial direction) 관성력이 크게 영향을 미침을 알 수 있었다. 예측된 응력 수준은 높지 않다고 판단되고, 응력 수준에 대한 평가는 항공기 운전시 가해지는 하중이므로 10^4 사이클의 피로강도로 평가한다. 각 방향의 응력은 Table 12 에 나타내었다.

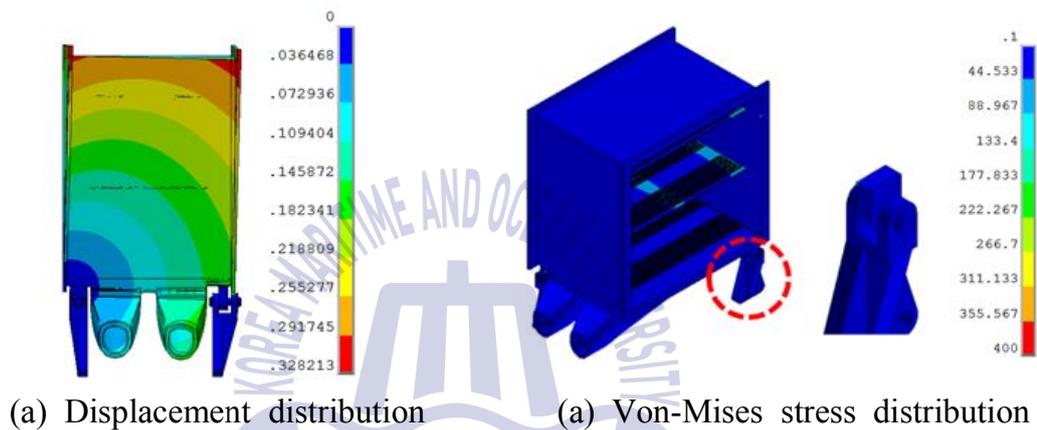


Fig. 34 Result of stress distribution in radial direction

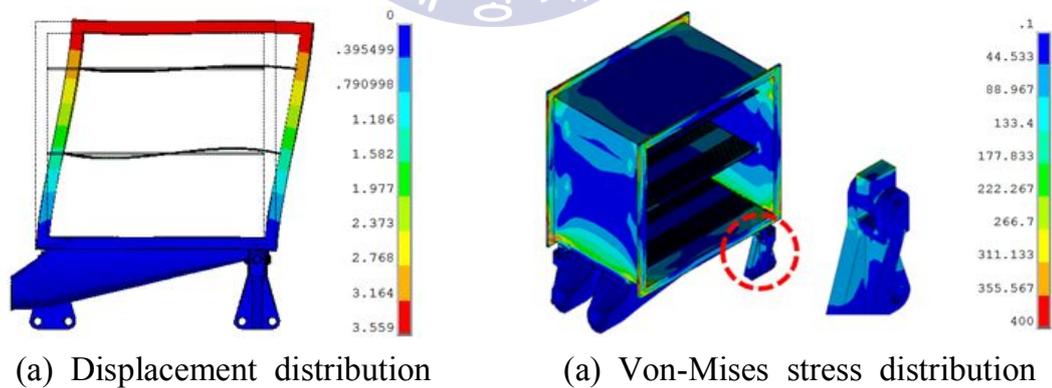
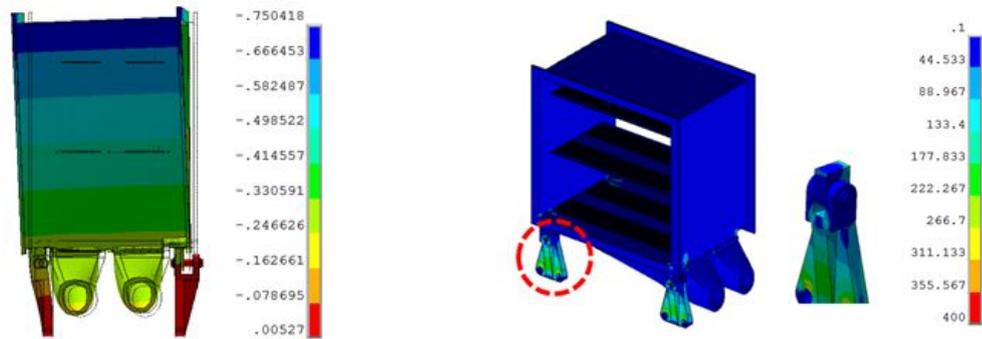


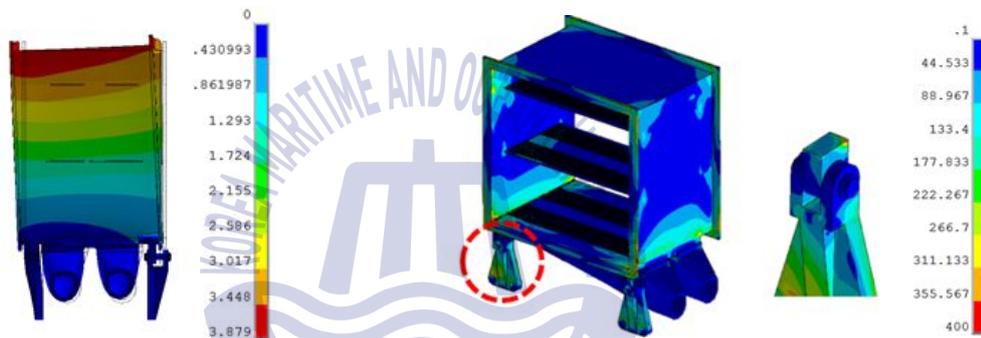
Fig. 35 Result of stress distribution in axial direction



(a) Displacement distribution

(a) Von-Mises stress distribution

Fig. 36 Result of stress distribution in tangential direction



(a) Displacement distribution

(a) Von-Mises stress distribution

Fig. 37 Result of stress distribution in combined direction

Table 10 Results of inertia analysis

Component	Max. von-Mises stress (MPa)				Temp. (K)	Fatigue strength @ 10 ⁴ cycle (MPa)
	Radial	Axial	Tangential	Combined		
Tubesheet	31	78	58	85	1000	400
Case	41	287	115	321		
Flange	47	362	78	365		
Lug	68	182	133	204		
Pin	74	243	102	249		
Bracket	48	156	242	261		

3.4.3 리가먼트 효율을 이용한 등가모델 선정

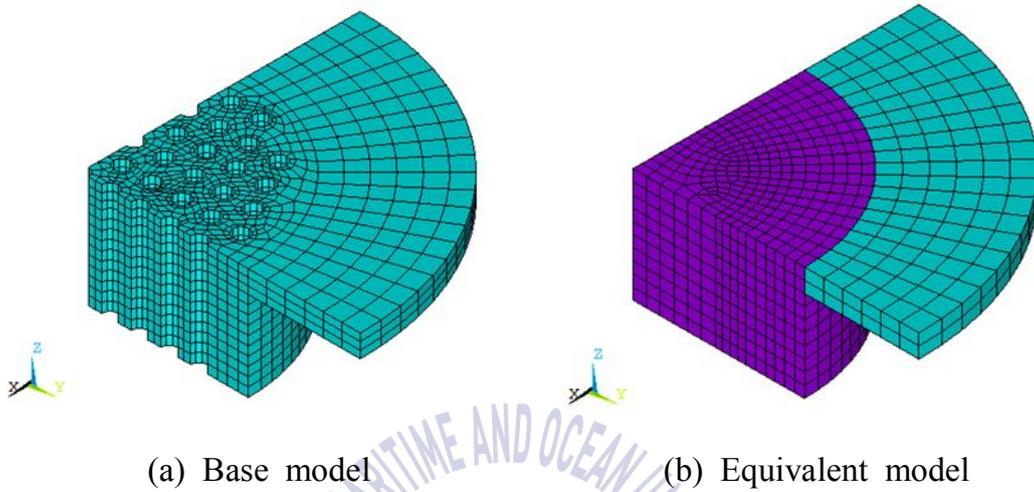
위에서 제시한 운전 하중뿐 아니라 발생할 수 있는 여러 하중이 존재하며 이에 따른 추가적인 해석이 필요하다. 다른 운전 하중인 엔진 스펙트럼 하중과 Fan Blade Off(FBO) 하중과 같은 동적 하중에 대한 추가적인 해석이 필요하며, 이를 위해 등가모델 선정이 선행 연구로서 필요하다.

본 논문에서 열-압력, 관성력과 같은 정적 하중의 구조 건전성 평가 시에는 하나의 하중스텝으로 진행이 되었다. 하지만 FBO(Fan Blade Off), Harmonic 조건과 같은 동적 하중의 구조 건전성을 평가하기 위해서는 여러 하중 스텝이 필요하다. 본 논문에서 진행된 해석 모델은 튜브시트에 존재하는 수많은 구멍들에 의해 요소 형상이 복잡해지고 개수가 증가하기 때문에, 동적 하중에 대한 해석시 많은 시간과 메모리가 요구가 되어진다. 따라서, ASME code에 제시된 리가먼트 효율 수식을 기반으로하여 튜브시트의 구멍을 제거한 등가모델을 선정하였다.⁽¹⁷⁾

Fig 37 는 튜브구멍이 존재하는 기존 모델과 리가먼트 효율이 적용된 등가모델을 보여준다. 해석 모델은 원형의 다공관이 존재한다는 가정하에 1/4모델로 진행되었고, 하중 조건은 실제 해석과 유사한 압력과 온도조건이 적용되었다. ASME code상에 제시된 리가먼트 효율 수식은 압력조건만이 적용된다는 전제하에 정의가 되었고, 검증을 위하여 먼저 압력에 대하여 해석을 진행 및 비교하였다. 수평방향의 변위구속은 각 방향으로 대칭면 조건(Symmetry condition)으로 적용되었고, 수직방향 변위구속은 튜브시트 하단부에서 매니폴드에 의해 고정된다는 가정하에 끝단부에서 적용되었다. 해석의 경계조건은 Fig. 38 나타내었다.

압력 하중은 Fig. 39 에 나타내었다. 균일한 값으로 5.5 MPa (55 bar)가 튜브 내부에 적용되었고, 튜브번들에 의해 당겨지는 효과 때문에 튜브시트 아랫면에는 7.62 MPa (76.2 bar) 의 보상압력이 적용된다. 온도 하중은 온도분포로 적용되었으며 Fig. 40 에 나타내었다. 전체 모델과 유사한 조

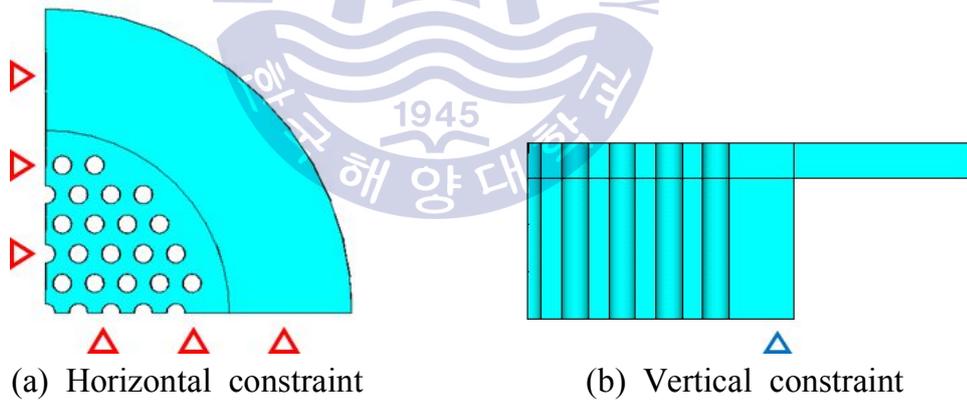
건으로 적용되었고, 등가모델 또한 기존 모델과 유사한 온도분포를 가지도록 적용되었다.



(a) Base model

(b) Equivalent model

Fig. 38 FEM model for ligament efficiency study



(a) Horizontal constraint

(b) Vertical constraint

Fig. 39 Boundary conditions for structural analysis

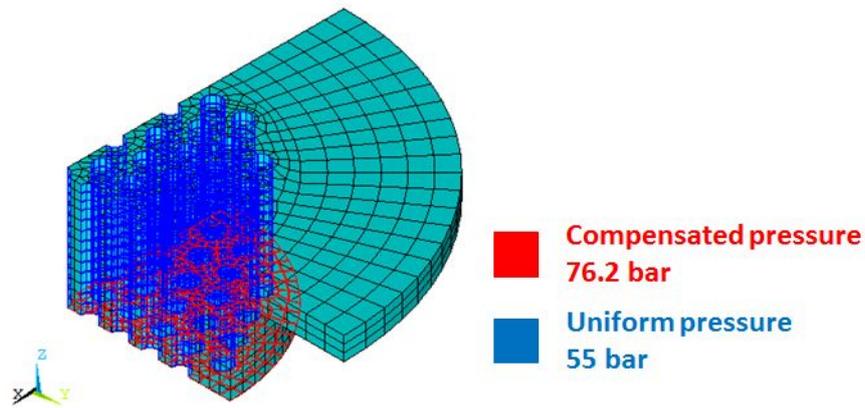
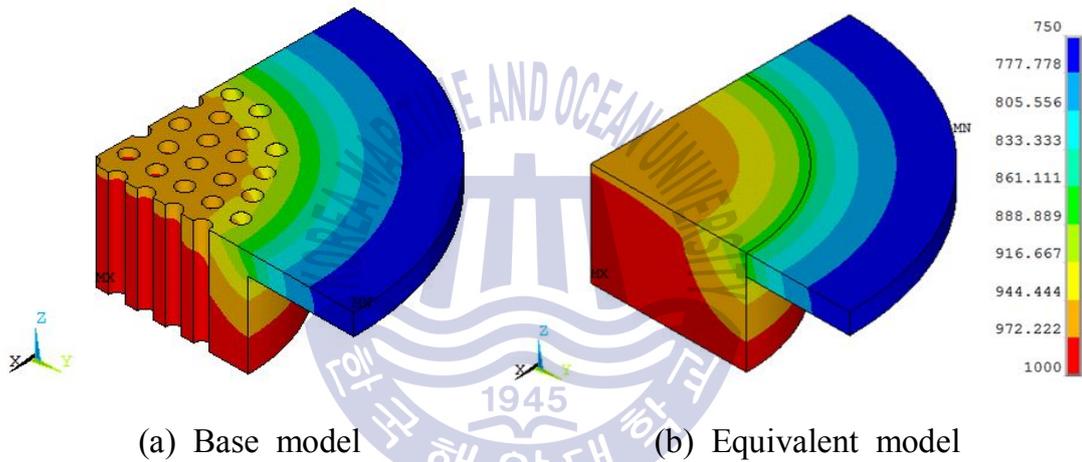


Fig. 40 Pressure load for structural analysis



(a) Base model (b) Equivalent model

Fig. 41 Temperature load for structural analysis

압력 하중만 적용된 경우, 기존 모델은 튜브시트 상단부의 튜브구멍에서 39.86 MPa 의 피크응력이 발생하였다. 등가모델에서 동일한 위치의 응력 성분을 구한 뒤 ASME code의 리가먼트 효율 수식을 이용하여 각도 (seta)가 0도에서 최대 응력이 발생하고, 그 응력은 51.46 MPa 이다. Fig. 41 는 두 모델의 압력 해석결과를 나타내었다. 등가모델의 응력이 기존 모델보다 29% 크게 발생한 것을 확인을 하였으나 등가모델의 응력의 경우 수식에 의해 보수적으로 설계되었으며, 만족할 수 있는 오차범위이다.

온도 하중만 적용된 경우, 기존모델은 온도차에 의해 튜브구멍에서 압축응력이 442 MPa 이 발생하였다. 등가모델에서 동일한 위치의 응력 성

분을 구한 뒤 ASME code의 리가먼트 효율 수식을 이용하여 각도(seta)가 80도에서 최대 응력이 발생하고, 그 응력은 766 MPa 이다. Fig. 42 은 두 모델의 온도 해석결과를 나타내었다. 등가모델의 응력이 기존 모델보다 약 73% 크게 발생하였다. 리가먼트 효율 수식은 압력 하중을 전제조건으로 한 수식이기 때문에 큰 응력 차이가 발생하였고, 온도 하중에 대하여 적용시 오차가 큰 것을 확인하였다.

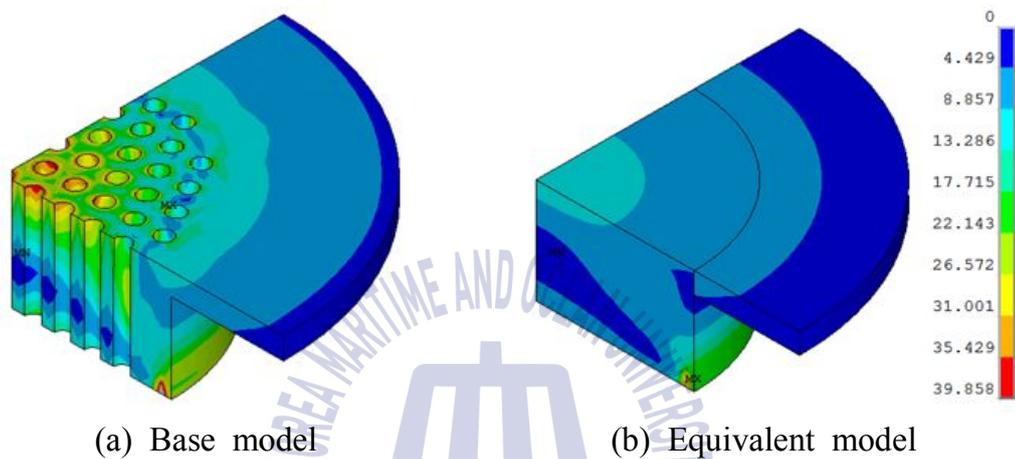


Fig. 42 Stress result of analysis under pressure load

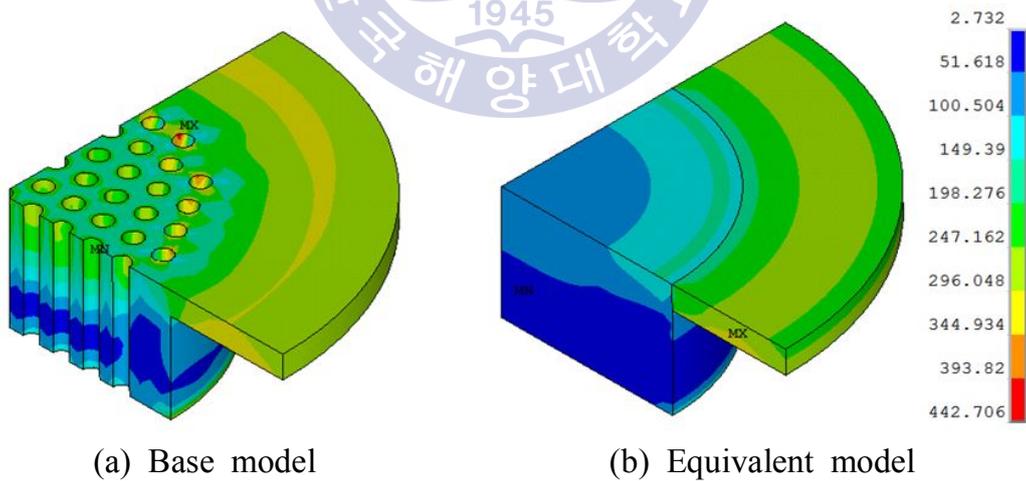


Fig. 43 Stress result of analysis under temperature load

3.4.4 열교환기 모델의 건정성 평가

열교환기의 재료가 되는 Inconel 625 의 물성 데이터를 Fig. 43 과 Table 11 에 나타내었다. 피로 데이터는 Special Metal에서 제공한 자료이다.

예를 들어, 1000 K 에서 10^4 사이클 은 400 MPa 이고, 10^8 사이클 은 318 MPa이다. 인코넬의 자료를 토대로 열교환기의 피로수명 평가를 할 것이다.

Table. 11 Inconel 625 fatigue data

Temperature (K)	Y.S.(MPa)	T.S.(MPa)	Fatigue strength	
			10^4 cycles	10^8 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

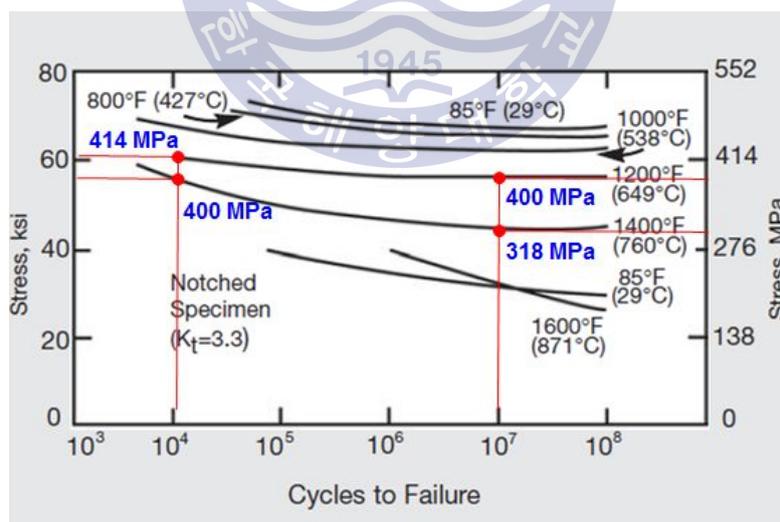


Fig. 44 Inconel 625 fatigue data depending on temperature

3.4.5 열-기계 및 관성 하중 모델의 결과비교

운전조건은 크게 정적하중과 동적하중으로 나누어지지만, 동적하중을 위한 등가모델 선정에 문제가 있기 때문에 본 논문에서는 정적하중에 대해서만 평가하였다. 작동환경이 고려된 열-기계 하중이 적용된 해석과 운전 중 관성하중이 고려된 엔진의 반경 방향, 축 방향, 접선 방향 그리고 조합된 방향이 적용된 해석을 수행하였다. 운전 시 가해지는 하중이므로 피로강도로 평가하며, 1000 K 에서 10^4 사이클로 평가를 한다. 열교환기의 주요 부분인 튜브시트, 케이스 벽, 플렌지, 러그, 핀과 브라켓에 관하여 비교를 Fig. 44 과 Table 12 에 나타내었다. 열-기계 하중에 의한 응력과 관성에 의한 열교환기의 주요부분에서 응력결과를 비교 하여 보면 열-기계 하중이 적용 되었을 때 큰 것을 확인할 수 있었다. 또한 열교환기 해석에 있어 열-기계 하중이 매우 큰 비중을 차지함을 관찰할 수 있었다. 튜브시트는 353 MPa, 케이스 벽은 415 MPa, 플렌지는 421 MPa, 마운팅 러그, 핀과 브라켓은 각각 357 MPa, 418 MPa, 330 MPa 이다. 각 부위의 온도별 10^4 사이클로 피로 수명으로 평가 하였을 때 열-기계 하중의 모든 부분이 10^4 사이클의 피로 수명을 만족한다.

Table. 12 Results of Thermo-mechanical and inertia loading analysis

Component	von Mises stress (MPa)			Temp. (K)	Fatigue strength @ 10^4 cycle (MPa)
	Thermo-mechanical loading	Inertia loading	Combined loading		
Tubesheet	341	82	353	991	400
Case	408	321	415	683	498
Flange	388	365	421	720	498
Lug	355	204	357	685	498
Pin	389	249	418	685	498
Bracket	321	261	330	685	498

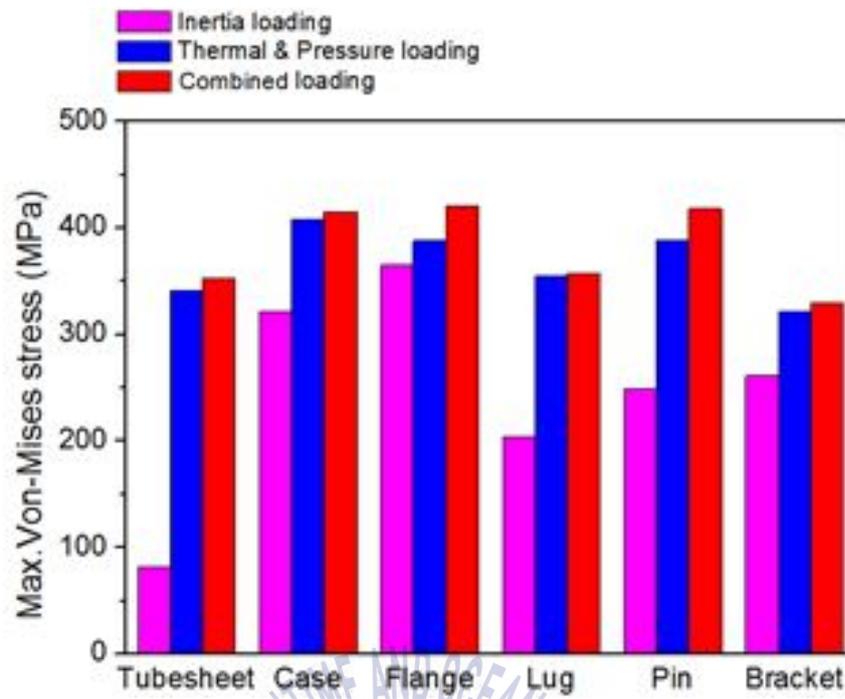


Fig. 45 Comparison of maximum stress at an issue position



제 5 장 결론

본 논문에서는 유한요소법을 이용하여 정적 운전하중에서의 Flat top U-tube 항공기용 열교환기의 구조 설계를 진행하였다. 정적 운전하중으로는 열-기계 하중, 관성 하중이 존재한다. 열교환기의 무게를 감소시키기 위하여 무게에서 큰 부분을 차지하는 튜브시트와 매니폴드에 대하여 부분 모델을 통한 해석을 진행하였고, 마운팅 부품들에 대해 주요 치수와 위치 배열을 선정하였다. 또한, 전체 열교환기 모델에 각 정적 하중을 적용하여 하중별 구조적 특성을 파악하였다.

본 논문에서 구조해석을 통하여 얻은 결론은 아래와 같다.

1. 열교환기 component 중 무게비중이 큰 튜브시트와 매니폴드의 두께에 대한 파라메트릭 해석을 수행하였다. 튜브시트는 8 mm, 매니폴드는 3.5 mm 이상이 항복 강도 값을 만족하였다.

2. 엔진 장착을 위하여 간단한 수식을 통해 마운팅 부품인 러그, 핀의 주요 치수 설계를 수행하였다. 또한, 위치 배열에 따른 온도와 반력을 비교하여 가장 안정적인 위치를 선정하였다. 설계된 마운팅은 열교환기와 더불어 해석에 사용되었다.

3. 정적 하중 조건인 열-기계 하중인 온도분포 및 압력하중을 적용하여 열-구조 연성해석을 수행하였다. 해석 결과 주요부분인 플랜지, 튜브시트, 케이스 벽면, 마운팅 부품들의 응력 값이 모두 항공 피로 수명인 10^4 사이클 값에는 만족하였다.

4. 정적 하중 조건인 관성력 하중 적용하여 구조해석을 수행하였다. 각

방향별 발생하는 특성에 대해 파악하였고 응력 값은 모두 항공 피로 수명인 10^4 사이클 값에는 만족하였다.

5. 동적 운항하중을 고려하기 위해서 ASME code의 리가먼트 효율 수식을 이용한 등가모델을 선정하였다. 이 수식은 압력 하중을 전제 조건으로서 만들어졌기 때문에 압력 하중에 대해서는 30% 이하의 비교적 만족할 만한 결과를 가진다. 하지만, 온도 하중은 73% 의 큰 오차를 가지며 추가적인 연구가 필요하다.

6. 정적 하중 조건인 열-기계 하중과 관성력 하중이 적용된 해석 결과를 비교 분석 하였다. 정적 하중 조건에서는 열-기계 하중이 지배적인 것을 확인하였다. 모든 정적 하중을 적용하였을 때 응력 값은 모두 항공 피로 수명인 10^4 사이클 값에는 만족하였다.



참고문헌

- [1] 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.
- [2] Wilfert, G., Kriegl, B., Scheugenpflug, H., Bernard, L., Ruiz, X., Eury, S., "CLEAN-Validation of a high efficient low NO_x 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, 2005.
- [3] Jeong, J. H., Kim, L. S., Ha, M. Y., Kim, K. S., Cho, J. R., "Various heat exchangers utilized in gas-turbines for performance enhancement", International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 16, pp. 30-36, 2008.
- [4] Jeong, H. S., Cho, J. R., Kim, L. S., Ha, M. Y., Jeong, J. H., Kim, K. S., Lindquist, T., Walsh, P., "CFD and thermo-mechanical analysis for heat exchanger used in aero engine", ASME Turbo Expo, GT-2008-50447, Vol. 5, pp. 177-184, June, 2008.
- [5] 정상권 : “유한요소법”, 대우학술총서, 1986
- [6] Zienkiewicz, O.C., P.N.Godbole : "A penalty function approach to problems of plastic flow of metals with large surface deformation" J. of Strain Analysis, Vol. 10, No. 3, 1975.
- [7] www.specialmetals.com, Material properties of Inconel alloy 625, Special Metals Corporation, Publication number SMC-063, Jan, 2006.
- [8] ANSYS Finite Element Computer Code & Manual., ANSYS 12.1 Release, 2009.

- [9] 김희송, 이춘재, 현동훈, 신편재료역학, 형설출판사, 2003
- [10] Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens. Henry O. Fuchs, Metal Fatigue in Engineering, Willey Interscience Publication, pp.1-3, 2000.
- [11] Jung, J. H , Structral Analysis for fine Tubular Types Heat Exchanger used in Aero Engine, Korea maritime university, Theses for master's degree, Feb, 2010.
- [12] Kim, J. J., A Study on Structural Integrity Evaluation of fine U- Tube Heat Exchanger according to Shape, Korea maritime university, Theses for master's degree, Feb, 2013.
- [13] Schonenborn, H., Ebert, E., Simon, B., Storm, P., “Thermo-mechanical design of a heat exchanger for a recuperative aero engine”, ASME Turbo Expo, GT-2004-53696, Vol. 6, pp. 187-193, June, 2004.
- [14] 김창만, CAD/CAM NX4, 삼성북스, 2006.
- [15] (주)태성에스엔이 FEA사업부, ANSYS 유한요소해석 입문과 선형해석, 2010.
- [16] Park, J. S., “A study on Structural Analysis of U tube Heat Exchanger Used in Aero Engine”, Korea maritime university, Theses for master’s degree, Aug, 2012.
- [17] ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 2011, Section III Rules for Construction of Nuclear Facility Components, Annex 5.E Design methods for perforated plates based on elastic stress analysis, The American Society of Mechanical Engineers.
- [18] W. J. O’Donnell, Effective Elastic Constants for the Bending of Thin Perforated Plates With Triangular and Square Penetration Patterns,

Journal of Engineering for Industry, Feb, 1973

- [19] An, J. C., Choi, J. H., Stress Analysis of Perforated Plate using Finite Element Method, The Korean Society of Marine Engineering, pp.319-320, 2010

