

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.4.447>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

미세튜브 열교환기의 장착을 고려한 구조건전성에 관한 연구§

오세윤* · 김태진* · 조종래**† · 정호승**

* 한국해양대학교 기계공학부, ** 부산대학교 Rolls-Royce 대학기술센터

A Study on the Structural Integrity Considering the Installation of a Micro-tube Heat Exchanger

Se Yun Oh*, Tae Jin Kim*, Jong Rae Cho**† and Ho Sung Jeong**

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Maritime and Ocean Univ.

** PNU &Rolls-Royce Univ. Technology Center, Pusan Nat'l Univ.

(Received January 22, 2015 ; Revised February 17, 2015 ; Accepted February 21, 2015)

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), FE Analysis(유한요소해석), Micro-Tube(미세튜브), Tubesheet(튜브시트), Manifold(매니폴드), Mounting(마운팅)

초록: 본 연구의 목적은 유한요소 해석을 이용하여 항공기 엔진에 장착된 미세 튜브형 열교환기의 작동 하중에 대한 특성을 파악하고 구조안전성을 평가하는 것이다. 작동 하중은 열-기계하중이 고려되었다. 항공기 엔진 부품의 특수성으로 인하여 구조적 강성확보뿐만 아니라 고효율, 저중량, 최소체적을 만족하는 형상 설계가 요구 된다. 브레이징한 미세튜브의 기계적물성치 확보를 위해 고온 인장 실험을 수행하였다. Ansys 12.1의 자체 모델러를 이용하여 형상을 모델링하고 유한요소해석을 수행하였다. 열-구조 연성해석을 통하여 튜브를 제외한 모듈형(modular type) 열교환기에 대한 설계방법을 제시하고 구조적 건전성을 평가하였다.

Abstract: The objective of this study is to predict the structural characteristics of a heat exchanger mounted on an aircraft engine using finite element analysis. The plastic fracture and life of the heat exchanger were estimated by a thermo-mechanical analysis. Tensile tests were conducted under high temperature conditions (700, 800, 900, 1000 K) using five specimens to obtain the mechanical properties of the Inconel 625 tubes. To assess the structural characteristics of the heat exchanger, the full and partial models were applied under the operating conditions given by the thermo-mechanical and inertial load. As a result, the case, tubesheet, flange, and mounting components have a reasonable safety margin to the allowable stress assuming a fatigue strength of Inconel 625 of 10000 cycles under 1000 K.

1. 서 론

열교환기 개발은 많은 비용이 소요되며 제작 과정 및 적용에 어려움을 겪고 있다. 항공기에 적용되는 열교환기는 높은 수준의 기술력이 필요하고, 소형화와 고효율성이 만족되어야 한다. 이에 가장 부합하는 열교환기들 중에 미세 튜브형

열교환기가 있다.^(1~3) 최근에 초고온가스로에 사용되는 공정열교환기도 극한 조건에서 사용된다.⁽⁴⁾ 본 논문은 미세 튜브형 열교환기가 항공기엔진에 장착될 때 엔진의 운행 하중을 고려한 열교환기의 주요 부품 및 마운팅 부품들의 특성을 파악하여 설계방법을 제시하고 구조건전성을 평가하는 것이다.⁽⁵⁾

2. 열교환기 모델

Fig. 1은 장착 조건을 고려한 모델을 보여준다.

§ 본 논문은 2014년도 대한기계학회 부산지회 추계학술대회(2014. 11. 27., 코모도호텔) 발표논문임

† Corresponding Author, cjr@kmou.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

열교환기는 매니폴드, 튜브시트, 외부케이스(case), 플랜지(flange), 튜브 번들(bundle), 마운팅 부품과 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. 튜브시트에 튜브를 결합하는 방법은 브레이징 공정을 사용한다.⁽⁶⁾ 고온의 가스에 의해 열교환기 온도가 상승하여 열변형이 생기기 때문에 각 방향의 열변형을 풀어 줄 수 있는 3점 구속법을 이용하여 장착을 고려하였다.

2. 물성치 실험

Inconel 625는 니켈-크롬의 내열합금으로 900 °C 이상의 고온 상태에서 산화에 강하며 인장강도(TS), 항복강도(YS)등 여러 성질이 600 °C에서도 변화하지 않아 기계적 성질이 우수하기 때문에 고온과 고압 상태의 작동조건을 가진 항공기의 연소 및 추진 장치에 많이 사용된다.

1000 K의 고온 고압 환경에서 작동하는 열교환기에서 사용될 Inconel 625 미세튜브(외경 1.5 mm, 두께 0.12 mm)에 대한 인장 및 항복강도에 대한 참고 자료가 없어 고온 인장시험을 통하여 구하였다. Fig. 2는 시험에 사용된 미세튜브의 시편을 나타내고 있고, Fig. 3은 고온 인장시험에 사용된 시험 장비와 고온로를 나타내었다. 700 K, 800 K, 900 K, 1000 K의 조건에서 시험하였으며 시험이 끝난 시편은 Fig. 4에 나타나 있다. Fig. 5에 1000K 응력-변형 선도 그래프로 나타내었다. Table 1에 인장강도와 항복강도는 5개의 시편 결과를 평균한 것이며 일반적인 환봉이나 판재의 항복, 인장강도⁽⁷⁾에 비해 약 20%, 15% 각각 낮게 나타났다. 이것은 인발한 튜브시편의 내경

의 편차와 미세튜브의 경우 인발에 따른 이방성 영향, 열처리의 차이로 발생한다. 1000 K에서 인장강도는 상온에 비해 30% 정도 감소하였다.

3. 매개변수 설계

3.1 매개변수 모델

본 논문에 적용한 열교환기에서 매니폴드와 튜브시트가 전체 무게의 많은 부분을 차지한다. 항공기 엔진에 장착되는 열교환기 부품의 특수성으로 인하여 저중량이 요구되며 이를 만족하기 위

Table 1 Material properties

Property	Temperature (K)				
	300	700	800	900	1000
YS (MPa)	438	318	342	351	344
TS (MPa)	815	788	752	736	570

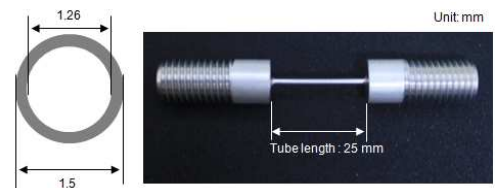


Fig. 2 Shape and dimension of specimen



Fig. 3 Test set-up



Fig. 4 Tested specimens

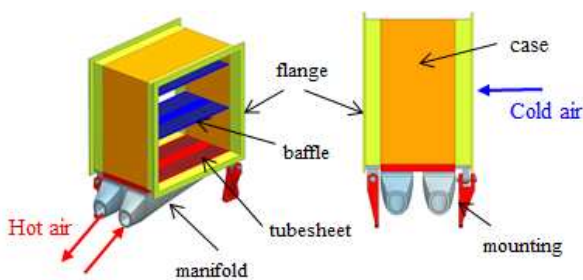


Fig. 1 3D modeling of heat exchanger with mounting components

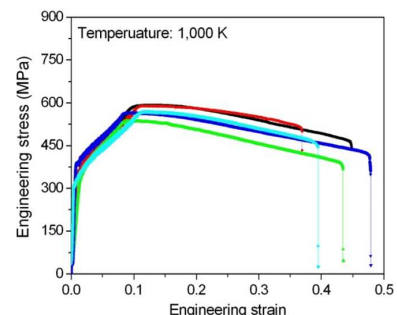


Fig. 5 Stress-strain curve at 1000 K

Table 2 Geometric variable of components

Tubesheet	Manifold	
	Thickness (mm)	Geometry
4	3	Base model
6	3.5	Curved model
8	4	
10		

해 형상변수를 선정하여 최적의 형상을 구하였다. 튜브시트의 형상변수는 두께로 4, 6, 8, 10mm의 해석을 진행하였으며, 매니폴드의 형상변수로 두께는 3, 3.5, 4 mm의 해석을 진행하였다. 매니폴드는 높은 압력을 받는 경우 벽면형상에 따라 큰 영향을 받는다. 형상변수에 대한 조건은 Table 2에 나타내었다.

3.2 튜브시트

튜브시트는 고온과 고압의 가스에 노출되어 있고 케이스, 매니폴드와 플렌지에 의해 고정된다. 따라서 튜브시트와 케이스, 플렌지의 온도차에 의해서 열응력이 발생되며, 유한요소모델을 이용하여 해석할 때에는 튜브시트 뿐 아니라 케이스와 플렌지도 포함하여 해석해야 한다. 각 두께의 튜브시트에 대하여 압력, 온도, 온도-압력 하중에 대한 각각의 특성을 파악하였다. CFD 해석을 통해 구해진 온도조건과 대류열전달 계수는 고온부와 저온부의 입구부와 출구부를 4개의 부분으로 분할하여 각각의 부분에 단계적인 방법(stepwise method)으로 적용하였다. 배플(baffle)에는 각 U형 튜브 부위 온도조건과 대류열전달 계수를 부여하였다. 튜브시트 모델에 대하여 전체 모델과 유사하게 하중이 적용되었으며, 온도 하중은 Fig. 6에 나타내었다.

압력 하중은 균일한 값으로 5.5 MPa (55 bar)가 튜브의 내부와 튜브시트, 매니폴드 내부면에 적용된다. 해석은 튜브시트의 각 하중 조건에 대한 특성을 파악하기 위하여 온도, 압력, 온도-압력 하중을 각각 적용된다. 각각 하중에 따른 최대응력값은 Table 3과 Fig. 7에 나타내었다.

3.3 매니폴드

형상 설계변수로 벽면의 형상과 두께로 선정하였다. 적용된 압력은 5.5 MPa (55 bar)이고, 고온

Table 3 Result of parametric analysis for tubesheet

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

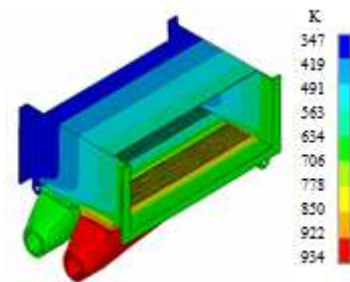


Fig. 6 Thermal load for tubesheet (K)

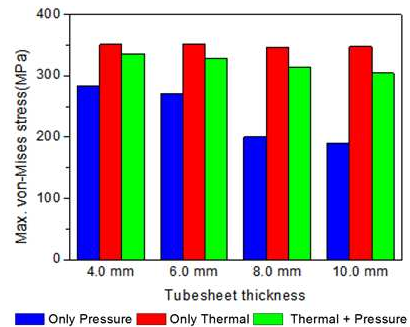
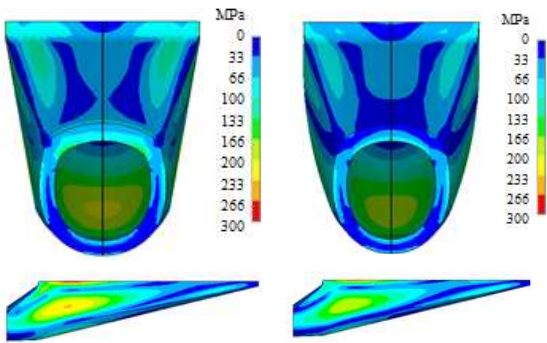


Fig. 7 Results of parameter analysis for tubesheet

의 매니폴드에 1000 K의 물성치를 적용하였다. 동일 두께에서 매니폴드 상부에서 하부까지 평면으로 설계한 경우와 상부와 하부를 지나는 원호의 곡면인 경우 응력 차이는 Fig. 8에 나타내었다. 벽이 평면인 모델의 최대응력은 235 MPa, 곡면이 적용된 모델의 최대응력은 193 MPa로 약 18% 응력이 감소하였다. 이는 곡면이 강성을 증가시키는 역할을 하기 때문이다.

매니폴드의 벽면은 곡면을 적용하고 두께에 따른 영향을 평가하였다. 최대 등가응력은 3, 3.5, 4 mm에 대하여 각각 411, 312, 183 MPa이 발생하였고 Fig. 9에 나타내었다. 항공기에 사용하는 열교환기의 특성상 무게를 낮추는 것이 필수적이다. 두께가 증가함에 따라 응력이 감소하나 Table 1의 1000K 항복강도보다 낮은 응력을 나타내는 두께 3.5mm를 선정하였다.



(a) Base model (b) Curved model

Fig. 8 Result of parameter analysis for manifold

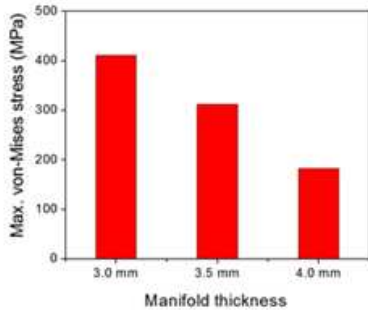


Fig. 9 Results of parameter analysis for manifold

4. 항공기 운전 하중조건에 따른 설계

4.1 열-기계 하중에 대한 설계

모델에 적용된 온도조건과 대류열전달 계수는 Fig. 10에 나타내었다. 열-구조 해석의 하중조건으로는 열전달 해석으로 구해진 온도분포의 열하중과 U 튜브, 매니폴드 내부에 압력을 적용하였다. 열-구조 해석을 위한 참고 온도는 320 K가 적용되었고, 압력은 5.5 MPa (55bar)가 적용되었다.

열교환기는 가스터빈 엔진 코어 부분에서 마운팅 부품에 의해 고정되어 장착된다. 실제 조건과 유사하게 구조해석을 수행하기 위해서 3점의 마운팅 구성품을 열교환기에 도입하여 모사를 하였다. 코어 플랜지에 마운팅이 되어 각각 볼트로 체결되었다고 가정하여 완전구속 하였으며, 마운팅 부품에 슬라이딩 조건이 적용되었다. Fig. 11은 마운팅 구성품에 경계조건을 나타내었다.

열교환기의 열-구조 해석 결과는 Table 4에 정리하였으며 Fig. 12는 열-기계 해석의 응력 분포를 나타낸 것이다.

4.2 열교환기 모델의 건전성 평가

열교환기의 소재인 Inconel 625의 물성 데이터

Table 4 Results of thermo-mechanical analysis

	Flange	Tube sheet	Case wall	Lug	Pin	Bracket
Von Mises stress (MPa)	387	335	405	354	387	324
Temperature (K)	991	540	720	685	685	685

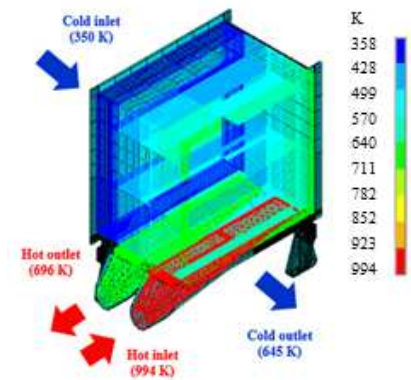
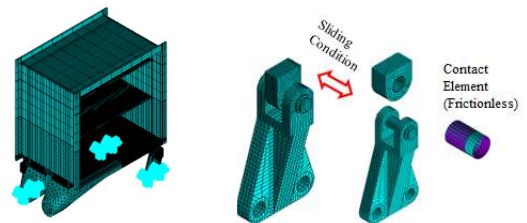
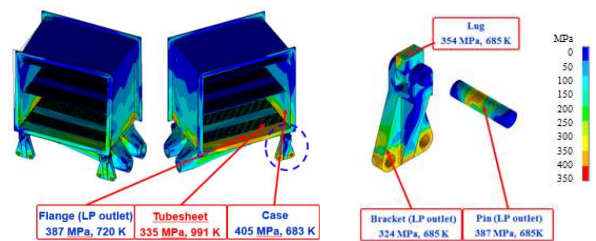


Fig. 10 Thermal boundary condition for heat transfer analysis of heat exchanger



(a) Full model (b) Contact element

Fig. 11 Boundary condition for structure analysis



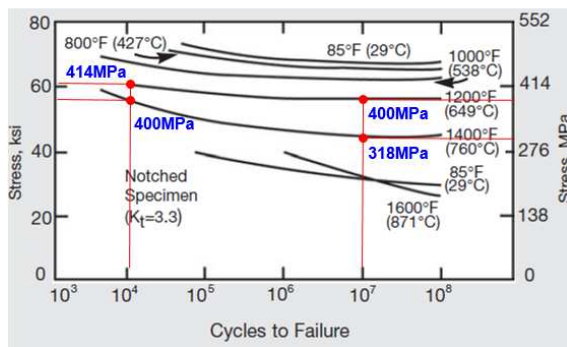
(a) Heat exchanger (b) Mounting component

Fig. 12 Result of thermo-mechanical analysis

를 Fig. 13을 참조하여 Table 5에 나타내었다. Table 5에 나타난 피로강도는 회전빔 실험에서 응력집중계수 $K_t=3.3$ 을 기준으로 구한 피로강도를 의미한다. 작동 온도인 1000K에서 최대 하중이 작용하는 이륙조건을 고려한 10000 사이클의 피로강도는 400 MPa 이다. Table 2에서 튜브시트

Table 5 Result of parametric analysis for tubesheet

Temp. (K)	Fatigue strength (MPa)	
	@10 ⁴ Cycles	@10 ⁷ Cycles
700	498	440
800	475	418
900	414	400
1000	400	318

**Fig. 13** Inconel 625 fatigue data depending on temperature⁽⁷⁾

두께가 4mm일 때 응력이 336 MPa로 피로강도 400 MPa 보다 낮기 때문에 10000 사이클의 수명은 보장할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 유한요소해석을 이용하여 항공기용 열교환기의 운전시 발생하는 작동조건에 대하여 부분모델과 전체모델로 구조적 특성을 파악하였다.

(1) 열교환기의 무게를 감소시키기 위해 튜브시트와 매니폴더의 두께에 대한 영향을 평가하여 최적의 두께를 선정하였다. 또한 매니폴더를 곡면으로 설계해야하는 타당성을 확인하였다.

(2) 엔진에 열교환기를 장착하는데 필요한 마운팅 러그(lug)와 핀을 설계하고 열응력을 줄이기 위한 경계조건을 선정하여 평가하였다.

(3) 열-기계 하중인 온도분포 및 압력하중을 적용하여 열-구조 연성해석을 수행하였다. 해석결과 주요부분인 플랜지, 튜브시트, 케이스 벽면과 마운팅 부품들에 작용하는 응력 값이 열교환기의 피로 수명인 10000 사이클을 만족하였다.

후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업연구(No.K20701002274-12E0100-05710)이며 BK21Plus 사업의 지원을 받았음.

참고문헌

(References)

- (1) McDonald, C. F. and Wilson, D.G., 2007, "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.
- (2) Jeong, J. H., Kim, L. S., Lee, J. K., Ha, M. Y., Kim, K. S. and Ahn, Y.C., 2007, "Review of Heat Exchanger Studies for High-Efficiency Gas Turbines," *ASME Turbo Expo*, GT-2007-28071, Vol. 4, pp. 833~840.
- (3) Schonenborn, H., Ebert, E., Simon, B. and Storm, P., 2004, "Thermo-Mechanical Design of a Heat Exchanger for a Recuperative Aero Engine," *ASME Turbo Expo*, GT-2004-53696, Vol. 6, pp. 187~193.
- (4) Song K. N, Hong S. D. and Park H. Y., 2011, "High-Temperature Structural Analysis of a Small-Scale Prototype of a Process Heat Exchanger (IV)," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, No. 10, pp. 1249~1255.
- (5) Oh S. Y., 2015, "A Study on Structural Integrity in Consideration of Aero Heat Exchanger Mounting," Korea Maritime and Ocean University, Theses for master's degree.
- (6) Kang S. H., Park S. H., Min J. K., Jeong H. S. and Son C. M., 2013, "Analysis of two-way Fluid-Structure Interaction and Local Material Properties of Brazed Joints for Estimation of Mechanical Integrity," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 1, pp. 9~16.
- (7) www.specialmetals.com, "Material Properties of Inconel Alloy 625," Special Metals Corporation.