

관성관 맥동관 극저온 냉동기의 유동 특성 모델링

한 성 현,¹ 이 경 환,^{*2} 최 종 욱,² 김 재 수³

¹순천대학교 우주항공공학과

²순천대학교 기계우주항공공학부

³조선대학교 항공우주공학과

MODELING ON FLOW CHARACTERISTICS OF INERTANCE PULSE TUBE CRYOCOOLER

S.H. Han,¹ K.H. Lee,^{*2} J.W. Choi² and J.S. Kim³

¹Dept. of Aerospace Engineering, Suncheon Univ.

²Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, Suncheon Univ.

³Dept. of Aerospace Engineering, Chosun Univ.

The flow characteristics of inertance pulse tube cryocooler(IPTC) was investigated with a computational thermal fluid dynamics for the reciprocating flow in IPTC including the piston movement of linear compressor. Two dimensional axisymmetric modeling was applied for the flow in an IPTC with a clearance between the piston and cylinder wall of linear compressor. The pressure, velocity, and temperature distribution were examined for the steady state. These were compared with previous results to confirm the validity in the modeling and computational results. The leakage between piston and cylinder wall affect the cooling capacity seriously. The dependence on mesh numbers were also examined to obtain a proper mesh numbers to improve the accuracy of calculation, which showed significant effect on the results. The user-defined function was used for the process of compression and expansion of piston.

Key Words : 관성관 맥동관 극저온 냉동기(Inertance Pulse Tube Cryocooler), 유동 특성(Flow Characteristics), 수치해석(Numerical Analysis), 온도분포(Temperature Distribution)

1. 서 론

극저온 냉동기는 적외선 영상시스템의 적외선 검지기의 냉각, 초전도 RF필터, 자기공명 영상장치의 초전도자석 냉각에 사용되는 등 우주용, 군용, 그리고 의료용 등으로 다양하게 사용되어 오고 있다[1]. 각종 전기전자 부품에서 발생하는 열에 대해서 이들을 효율적으로 제어할 냉각기능도 필요하므로 소형 극저온 냉동기를 활용하면 적정한 온도를 유지시키는 역할을 할 수 있다. 열효율, 전력 소모, 성능의 재현성, 온도 안정성이 우수해야 함은 기본이고, 질량, 부피, 장착 면적, 진동 등에 있어서 최소화시켜야 될 필요가 있다.

다양한 극저온 냉동기 중에서 맥동관 냉동기는 가스 피스톤이 작동하여 냉매의 압축 팽창을 반복시킨다. 이러한 방식은 진동과 소음문제를 개선할 수 있을 뿐만 아니라, 부가적인 열손실 요소를 제거함으로써 신뢰성과 수명을 향상시킬 수 있다[2]. 저온부의 구동기구가 없는 단순한 구조로 인해, 저렴한 제작단가 등 스틸링 냉동기 및 GM 냉동기에 비해 여러 가지 장점을 지니고 있다. 내구수명 측면에서도 맥동관 냉동기는 대부분 5년 이상의 긴 수명과 높은 신뢰성을 나타낼 수 있고 어떤 시스템은 현재 10년 이상 작동 중인 것도 있다[3]. 또한, 압력비와 충전압력이 상대적으로 낮고, 다양한 냉각조건에 대해 유연하게 적용이 가능한 이점도 있다[4].

맥동관 고온부와 저장조 사이에 관성관을 사용하면 부가적인 입력일 없이 PV 선도를 향상시킬 수 있다. 맥동관 고온부와 Buffer volume 사이의 긴 Tube는 Phase shift 역할을 한다. 관성관 맥동관 냉동기(Inertance Pulse Tube Refrigerator, IPTC)는 오리피스 맥동관 냉동기의 오리피스를 관성관으로 대체한

Received: June 3, 2014, Revised: June 30, 2014,

Accepted: July 1, 2014.

* Corresponding author, E-mail: khlee@sunchon.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2014.19.3.014>

© KSCFE 2014

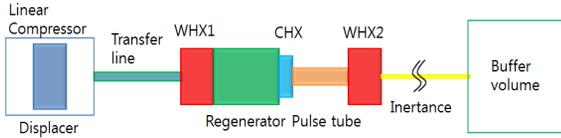


Fig. 1 Schematic Configuration of the Inertance Pulse Tube Cryocooler (IPTC)

방식으로, 맥동관에서 압력과 질량유량의 위상차를 관성관을 통해 최적화하여, 오리피스 맥동관 냉동기 보다 개선된 성능 및 대용량화가 가능한 장점을 지니고 있어, 초전도 RF 필터의 냉각용으로 적합한 냉동기로 평가받고 있다[5].

본 연구에서는 관성관 맥동관 극저온 냉동기(Inertance Pulse Tube Cryocooler, IPTC)의 선형 압축기내 피스톤과 실린더 사이의 간극 유무에 따른 유동특성을 파악하고자 한다. 이를 위하여 시간에 따른 피스톤의 압축 및 팽창을 고려한 전산열유동해석을 수행하며, 정상상태에서의 압력, 속도, 온도 분포를 비교한다. 한편, 전산해석 결과에 대한 검증을 위하여 기존의 연구결과[6]와 비교하였으며, 격자독립성 테스트를 통하여 적절한 격자수를 제시함으로써 수치해석결과에 대한 정확도를 상대적으로 높였다. 전산열유동해석은 FLUENT를 사용하여 2차원 축대칭좌표계에서 수행하였으며, 선형 피스톤의 압축 및 팽창 과정은 사용자 정의 함수(User-Defined Function, UDF)를 이용하여 구현하였다.

2. 형상 모델링 및 계산조건

관성관 맥동관 극저온 냉동기에 대한 전산열유동해석을 위한 개략도는 Fig. 1과 같으며, 압력 파형을 생성하는 선형압축기(Linear compressor), 압축기와 열교환기를 연결하는 연결관(Transfer line), 압축과정에서 발생한 열을 제거하기 위한 온열 열교환기 1(Warm Heat Exchanger 1, WHX 1), 맥동관으로 최대 엔탈피 흐름을 전달하기 위한 재생기(Regenerator), 냉동기의 부하를 흡수하는 저온 열교환기(Cold Heat Exchanger, CHX), 엔탈피의 흐름을 전달하는 맥동관(Pulse tube) 및 온열

Table 1 Dimensions of IPTC[6]

Components	Radius(mm)	Length(mm)
Linear compressor	9.54	7.5
Transfer line	1.55	101.0
WHX 1	4.0	20.0
Regenerator	4.0	38.1
CHX	3.0	5.7
Pulse tube	2.5	60.0
WHX 2	4.0	10.0
Inertance tube	0.425	684.1
Buffer volume	13.0	130.0

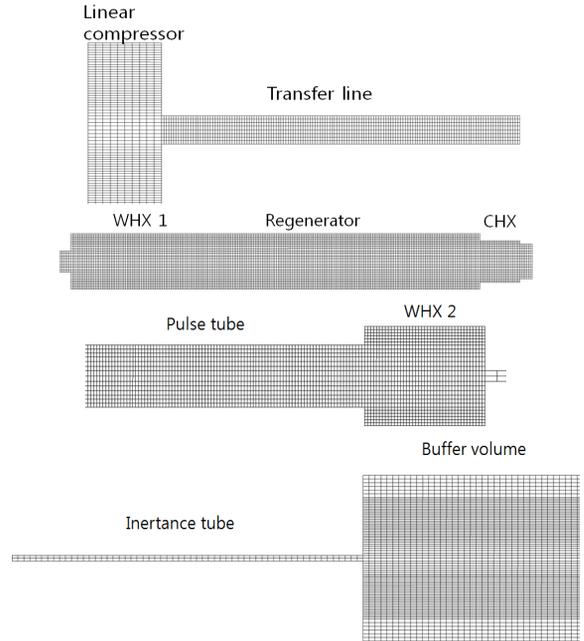


Fig. 2 Grid Generation for IPTC

열교환기 2(Warm Heat Exchanger 2, WHX 2), 압력 및 질량유량의 위상조절을 통하여 맥동관 내에 진행되는 파형을 생성하기 위한 관성관(Inertance tube) 및 버퍼 공간(Buffer volume)으로 구성되어 있다. 실제 압축기에서는 2개의 회전하는 피스톤에 의해서 압축과 팽창과정이 이루어지고, 피스톤의 일종인 디스플레이서(Displacer)를 통하여 압력 파형이 온열 열교환기 1로 전달된다. 본 연구에서는 압축기에 대한 형상모델을 디스플레이서 부분만 고려하여 단순화 하였으며, 이후부터 본문에 압축기를 선형압축기, 디스플레이서를 피스톤으로 표현하였다. 관성관 맥동관 극저온 냉동기에 대한 형상 치수는 Table 1과 같으며, 형상에 대한 격자생성은 ICEM CFD 프로그램을 이용하였다. 이때, 생성된 격자는 Fig. 2에 나타내었다. 한편,

Table 2 Calculation Conditions[6]

WHX1 wall(K)	293
WHX2 wall(K)	293
Regenerator material	Stainless steel
$\beta(m^2)$	2.2529E-11
$A(m^{-1})$	120,000
Regenerator porosity	0.692
WHX1, CHX, WHX2 material	Copper
$\beta(m^2)$	1.345E-9
$A(m^{-1})$	8147
WHX1, CHX, WHX2 porosity	0.68
Initial temperature(K)	300
Initial pressure(MPa)	2.78

전산열유동해석을 위한 계산조건은 수치해석 결과에 대한 검증 을 위하여 기존 연구[6]에서 제시한 계산조건과 동일하게 부여하였으며, 구체적인 값은 Table 2에 나타내었다. 여기서, 온열 열교환기 1과 2, 재생기, 저온 열교환기의 경우 다공성 물질로 고려하였다.

3. 전산해석 결과에 대한 검증

3.1 지배방정식

관성관 맥동관 극저온 냉동기내의 열전달 과정과 유동흐름 에 대한 전산해석은 다공성 물질의 유무에 따라 두 종류의 연속체 보존방정식으로 구분하여 활용하였다. 따라서 열교환 기와 재생기를 제외한 부분에서는 식(1)-(5)와 같은 질량 보존 방정식, 운동량 보존방정식, 에너지 보존 방정식을 사용하였고, 중력과 외부의 힘은 무시하였다.

- 질량 보존방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

여기서, ρ 는 밀도, t 시간, \vec{u} 는 속도벡터이다.

- 운동량 보존방정식

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) + \nabla P - \nabla \cdot (\tau) = 0 \quad (2)$$

여기서, P 는 압력, τ 전단응력 텐서이다.

$$\tau = \mu \left\{ \langle \nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T \rangle - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} I \right\} \quad (3)$$

여기서, μ 는 점성 계수, I 는 단위 텐서이다.

- 에너지 보존방정식

$$\nabla \cdot (k \nabla T + \tau \cdot \vec{u}) - \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} - \nabla \cdot (\vec{u}(\rho E + P)) = 0 \quad (4)$$

여기서 k 는 열전도율, T 는 온도이다

$$E = h - \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (5)$$

여기서, h 는 엔탈피이다.

다공성 물질로 이루어진 열교환기와 재생기 부분에서는 식 (6)-(8)과 같은 보존방정식을 사용하였고, 중력과 외부 힘은

무시하였다.

- 질량 보존방정식

$$\frac{\partial(\alpha \rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \rho \vec{u}) = 0 \quad (6)$$

여기서, α 는 다공성 물질의 다공성율이다.

- 운동량 보존방정식

$$\frac{\partial(\alpha \rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \rho \vec{u} \vec{u}) + \alpha \nabla P - \nabla \cdot (\alpha \tau \cdot \vec{u}) - \mu \beta^{-1} \cdot \vec{u} + \frac{C \rho}{2} \cdot |\vec{u}| \vec{u} = 0 \quad (7)$$

여기서, β , C 는 각각 점성저항 투과율 텐서, 관성저항 계 수 텐서이고, 이는 실험을 통해서 얻을 수 있는 값들이다.

- 에너지 보존방정식

$$\nabla \cdot ((\alpha k_f + \lambda k_s) \nabla T + (\tau \cdot \alpha \vec{u}) - \frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho_f E_f + \lambda \rho_s E_s) - \nabla \cdot (\alpha \vec{u} (\rho_f E_f + P))) = 0 \quad (8)$$

여기서, $\lambda = (1 - \alpha)$, k_f 는 유체의 열전도율, k_s 는 고체 의 열전도율, ρ_f 는 유체의 밀도, E_f 는 유체의 에너지, ρ_s 는 고체의 밀도, E_s 는 고체의 에너지이다.

3.2 수치해석 방법

관성관 맥동관 극저온 냉동기에 대한 전산열유동해석은 2차 원 축대칭 좌표계에서 수행되었으며, 작동유체가 헬륨(Helium) 인 관계로 압축성 기체 조건으로 수치계산이 수행되었다. 또한, 선형압축기에서의 피스톤에 대한 압축 및 팽창 과정에서는 사 용자 정의 함수(UDF)를 사용하여 피스톤 격자에 대한 움직임 을 고려하였다. 이때, 피스톤은 40 Hz로 움직이며, 원점에서 최 대행정까지 거리는 6.5 mm로 정의하였다. FLUENT에서는 지배 방정식에 대한 해를 구하는 방법으로 유한차분법이 사용되고 있으며, 본 연구에서 사용된 세부 수치해석 방법으로 Pressure-velocity coupling에 대해서는 PISO scheme, Spatial discretization의 압력에 대해서는 PRESTO!, 나머지 항목에 대해 서는 모두 First order upwind scheme을 사용하였다. 계산을 위 한 시간 간격은 0.0005초로 설정하였으며, 수렴성 확보를 위하여 연속방정식 및 운동량 방정식에 대한 수렴 차수는 1.0E-5, 에너지 방정식에 대해서는 1.0E-7으로 부여하였다.

3.3 수치해석 결과

관성관 맥동관 극저온 냉동기의 온열 열교환기 1과 2사이

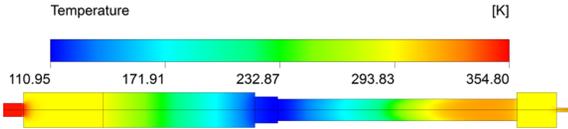


Fig. 3 Temperature Distribution between WHX1 and WHX2

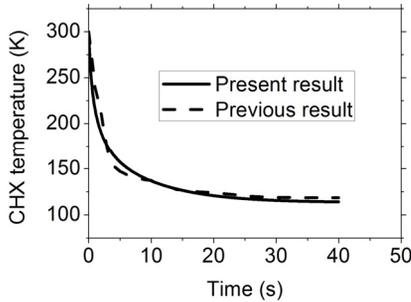


Fig. 4 Temperature Variations at CHX for Previous[6] and Present Results

영역에서의 온도분포를 Fig. 3에 나타내었으며, 피스톤의 압축과 팽창에 의하여 저온 열교환기의 평균온도가 약 110 K까지 내려감을 알 수 있었다. 이때, 저온 열교환기의 평균온도를 기준으로 시간에 따른 온도변화를 Fig. 4에 나타내었다. 점선의 경우 기존의 연구결과[6]이며, 실선의 경우 본 연구에서 계산한 값으로 두 결과가 거의 비슷하게 나타났다. 한편, 기존연구에서 사용된 격자수는 약 8,300개이며, 본 연구에서 사용된 격자수는 약 8,000개이다. 약간의 수치해석 결과에 대한 차이는 기존 연구논문에서 격자생성에 대한 자세한 방법과 초기압력조건에 대한 명확한 값 등을 제시하지 않는 관계로 본 연구에서 모든 계산조건을 완벽하게 일치시킬 수 없어 발생한 것으로 판단된다.

4. 격자독립성 테스트

일반적으로 전산열유동해석에서는 계산의 정확성을 확보하기 위하여 격자독립성 테스트를 수행한다[7]. 그러나, 기존 연구[6]에서는 격자독립성 테스트를 수행하지 않고 수치해석 결과를 제시하였다. 이를 위하여 본 연구에서는 동일한 형상에 대하여 격자를 약 5,000개, 8,000개, 10,000개, 15,000개, 20,000개로 각각 생성하여, 5가지 경우에 대한 수치계산을 수행하였다. 격자독립성 테스트에서는 컴퓨터 계산시간 등을 고려하여, 8초에서 저온 열교환기의 평균 온도값에 대하여 비교하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 앞 절의 수치계산에서 사용된 약 8,000개의 격자수에 대한 온도값과 약 20,000개 격자수에 대한 온도값의 차이는 약 20 K 이상으로 나타났으며,

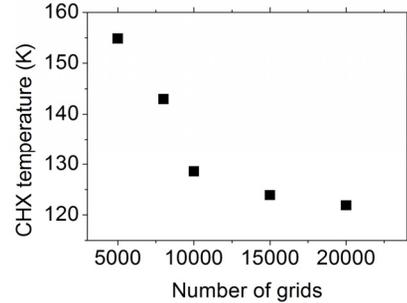


Fig. 5 Temperature Variation at CHX with Number of Grids

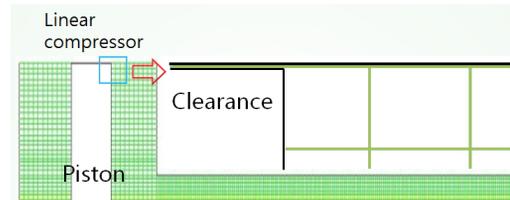


Fig. 6 Schematic Configuration of Linear Compressor with Clearance

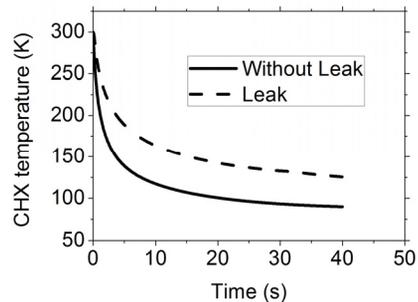


Fig. 7 Temperature variation at CHX without Leak and with Leak

전산해석시 최소 약 15,000개 이상의 격자수가 사용되어야만 신뢰할만한 값이라고 판단되었다. 이와 같은 이유로 다음 절의 피스톤과 실린더 사이 간극유무에 따른 전산해석에서는 약 15,000개의 격자가 사용되었다.

5. 간극유무에 따른 전산열유동해석

실제 선형압축기에서는 피스톤과 실린더 사이에 간극이 존재한다. 따라서, 본 연구에서는 이러한 영향을 파악하고자 Fig. 6와 같이 10 μm 간극이 있는 선형압축기 형상을 고려하여 전산열유동해석을 수행하였다. 시간에 따른 저온 열교환기의 온도변화를 Fig. 7에 나타냈으며, 실선의 경우 간극이 없을 때의 결과이며, 점선의 경우 간극이 있을 때의 결과이다. 이

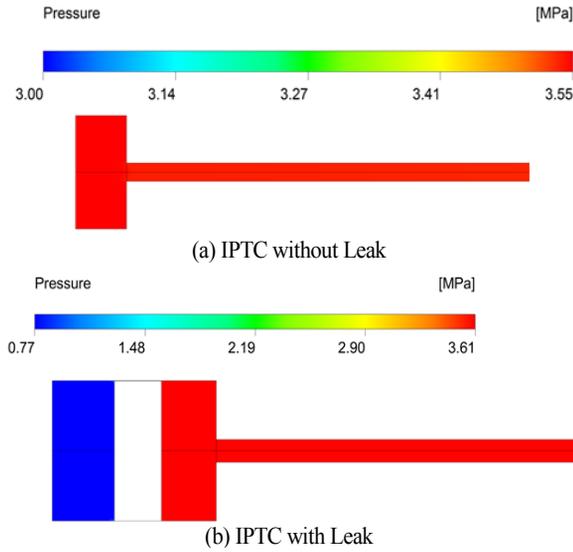


Fig. 8 Pressure Distributions without Leak and with Leak

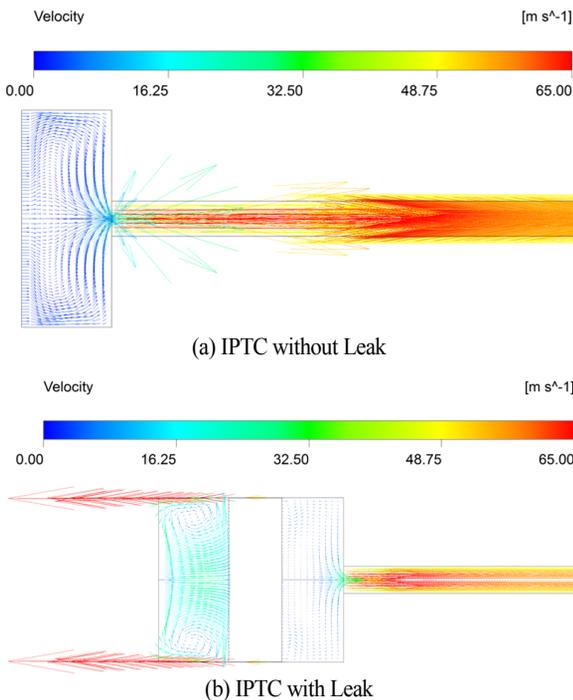


Fig. 9 Velocity Vector Plots without Leak and with Leak

러한 간극은 선형압축기의 압축일과 팽창일을 100% 전달하지 못하여 관성관 맥동관 극저온 냉동기의 효율을 감소시키며, 저온 열교환기의 평균온도를 상대적으로 높게 만든다. 결과적으로 정상상태에서의 온도값의 차이는 약 36 K로 나타났다.

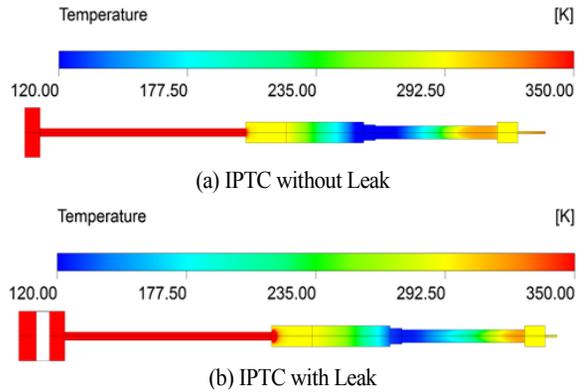


Fig. 10 Temperature Distributions without Leak and with Leak

정상상태에서의 간극유무에 따른 압력분포는 Fig. 8, 속도 분포는 Fig. 9, 온도분포는 Fig. 10에 각각 나타냈으며, 간극이 있는 경우 피스톤 뒷면(그림상으로 좌측면)의 압력이 매우 낮아 간극사이로 상당한 속도의 헬륨가스가 유출되고 있음을 알 수 있다. 이에 따른 영향으로 간극이 있는 관성관 맥동관 극저온 냉동기의 온도가 상대적으로 높게 나타났다.

6. 결 론

- (1) 관성관 맥동관 극저온 냉동기에서 실제 선형압축기내의 피스톤과 실린더 사이에는 간극이 존재한다. 이러한 간극의 영향을 알아보기 위하여 전산열유동해석을 수행하였으며, 그 결과 작은 간극이라도 저온 열교환기의 최저 온도에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다.
- (2) 간극이 존재하는 피스톤이 압축과 팽창과정을 거치면서 정상상태에 도달하였을 때, 압축과정에서 피스톤 뒷면의 압력이 매우 낮아져 간극사이로 상당한 속도의 헬륨가스가 유출되는 것을 알 수 있었다.
- (3) 간극 유무에 따른 정상상태에서의 온도차이는 약 36 K로 나타났으며, 간극으로 인한 선형압축기의 압축일과 팽창일이 100% 전달되지 못한 것이 냉동기의 효율을 감소시키는 원인이 되었다.
- (4) 관성관 맥동관 극저온 냉동기에 대한 전산열유동해석시 격자수에 따른 계산결과의 차이가 크게 나타났으며, 이러한 이유로 이와 유사한 형태의 전산해석의 경우 격자독립성 테스트는 반드시 수행되어야 할 것으로 판단되었다.

Note

This paper is a revised version of a paper presented at the

KSCFE 2014 Spring Annual meeting, Jeju KAL Hotel, Jeju May 22-23, 2014.

References

- [1] 2002, Bhatia, R., "Review of Spacecraft Cryogenic Coolers," *Journal of Spacecraft and Rockets*, Vol.39, No.3, pp.329-346.
- [2] 1999-2000, Radebaugh, R., "Development of the Pulse Tube Refrigerator as an Efficient and Reliable Cryocooler," *Proc. Institute of Refrigeration*, London.
- [3] 2000, Radebaugh, R., "Pulse Tube Cryocoolers for Cooling Infrared sensors," *Proc. of SPIE*, The International Society for Optical Engineering, Infrared Technology and Applications XXVI, Vol.4130, pp.363-379.
- [4] 2006, Ross, R. and Boyle, R., "An Overview of NASA Space Cryocooler Program-2006," *International Cryocooler Conference*, Annapolis, MD, June 14-6.
- [5] 1990, Kim, Y. and Chang, H., "Cryogenic Refrigerators," *Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol.19, No.1, pp.7-18.
- [6] 2007, Cha, J.J., "Hydrodynamic Parameters of Micro Porous Media for Steady and Oscillatory Flow: Application to Cryocooler Regenerators," *Doctor of Philosophy in the School Thesis*, Georgia Institute of Technology, Atlanta.
- [7] 2009, Park, B.J. Lee, H.B. Rhee, S.H. Bae, J.H. Lee, K.W. Jeong, W.J. and An, S.J., "Liquid Flow and Evaporation Simulation of Cryogenic Fluid in the Wall of Cryogenic Fluid Cargo Containment System," (in Korean) *Journal of Computational Fluids Engineering*, Vol.2, No.2, pp.9-18.