

우주 열환경 모사용 소형 극저온 블로워 설계 및 성능평가

서희준*, 안성민**, 허환일***

Design and Performance Test of a Cryogenic Blower for Space
Thermal Environment Simulation

Heejun Seo*, Sungmin Ahn** and Hwanil Huh***

Korea Aerospace Research Institute (KARI)*,

R&D Center, Nerous**,

Department of Aerospace Engineering, Chungnam National University***

ABSTRACT

Thermal vacuum test should be performed prior to launch to verify satellites' functionality in a harsh space environment which is represented by extremely cold temperatures and vacuum conditions. A thermal vacuum chamber which consists of a vacuum vessel, a pumping system, and a thermal control system are used to perform thermal vacuum tests of a satellite system and its components. A cryogenic blower is a core component of the closed loop thermal control system for thermal vacuum chambers. This paper describes the fan design of the cryogenic blower, the design of the thermal protection interface between the driving part and the fluid part, which were verified by thermal and structural analyses. The performance of the cryogenic blower is confirmed by similarity test on the test bench.

초 록

위성체는 지상에서 우주환경시험을 거쳐 기능 및 작동상태를 점검해야 하며, 이를 위해서는 우주환경을 모사 할 수 있는 우주환경 모사장비가 필요하다. 위성체 및 위성체의 부품 성능을 검증하기 위해 사용되는 열진공 챔버는 진공용기, 진공시스템, 열제어 시스템 등으로 구성이 된다. 특히, 고온 및 극저온의 열환경을 모사하는 열제어 시스템이 열진공 챔버의 핵심이라고 할 수 있으며, 열제어 시스템의 성능은 극저온 블로워의 성능에 의해 결정된다. 본 논문에서는 극저온 블로워의 유동 해석과 블레이드의 구조해석을 통해 원심 팬을 설계 하였으며, 구동부와 유체부의 열전달 방지를 위한 열장벽, 모터의 과열 방지를 위한 냉각 시스템 등이 설계되었으며, 이는 열해석을 통해 검증 되었다. 최종적으로 성능 실험을 수행하여 극저온 블로워의 성능을 확인하였다.

Key Words : Cryogenic Blower (극저온 블로워), Thermal Control Unit (온도제어장치), Space Thermal Condition (우주열환경), Thermal Vacuum Chamber (열진공 챔버)

† Received: July 29, 2013 Accepted: September 23, 2013

*** Corresponding author, E-mail : hwanil@cnu.ac.kr<http://journal.ksas.or.kr/>

pISSN 1225-1348 / eISSN 2287-6871

I. 서론

우주환경은 고진공 환경이며 태양 복사열에 의한 고온 환경 및 극저온이 반복되는 가혹한 환경으로 특징지어진다. 위성체는 지상에서 발사되어 우주궤도에 진입한 순간부터는 계속해서 우주환경에 노출되며 이러한 가혹한 우주환경에 의해서 위성체의 주요부품에 기능장애가 초래되기도 하고 이는 결국 임무의 실패로 이어지기도 한다. 위와 같은 이유들로 인하여 위성체는 지상에서 우주환경시험을 거쳐 기능 및 작동상태를 점검해야 하며, 이를 위해서는 우주환경을 모사할 수 있는 우주환경 모사장비가 필요하다[1].

위성체 부품 및 시스템에 대한 열진공 시험은 열진공 챔버를 이용하게 되며, 열진공 챔버는 10^{-3} Pa 이하의 진공 환경 및 $-150^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 의 열환경을 모사하여 위성체의 우주환경 하에서 성능 검증에 사용된다. 열진공 챔버에서 사용되고 있는 열제어 시스템은 질소를 이용한 개/폐회로 열제어 시스템과 냉매를 이용한 방법들이 사용되고 있다. 특히 질소를 이용한 열제어 시스템은 냉매를 이용한 시스템에 비해 모사할 수 있는 온도 범위가 넓은 장점이 있으며, 질소를 이용한 폐회로 열제어 시스템은 극저온 블로워의 성능에 따라 성능이 결정된다[2]. 본 논문에는 개회로 및 냉매를 이용한 열제어 시스템에 비해 온도 범위가 넓은 장점을 갖는 폐회로 열제어 시스템의 핵심 부품인 극저온 블로워의 설계시 고려되어야 할 팬형상, 모터 냉각 방식, 디스크 및 블레이드 구조설계 및 성능 시험결과가 포함되어 있다.

II. 본론

2.1 열진공 챔버용 열제어 시스템

열진공 챔버용 열제어 시스템은 열진공 챔버내에서 시편, 특히 위성체 부품에 대한 열환경에서의 성능검증을 위한 시스템으로 고온 및 극저온 환경 모사에 사용된다. 열제어 시스템은 유체의 종류, 시스템의 개/폐 유무에 따라 구분이 된다. 유체의 종류에 따라서는 질소를 사용하는 방법과 냉매를 이용하는 방법으로 구분이 된다. 질소를 사용하는 시스템은 극저온 및 고온 환경과 같이 넓은 온도범위의 열환경 모사가 가능하나, 극저온 블로워, 질소 공급장치 및 극저온 밸브등이 필요하다. 냉매를 이용하는 방법은 이원 냉동기를 사용하는 방법으로 시스템 구성이 비교적 간단하나, 냉매의 특성상 -150°C 이하의 극저온 온

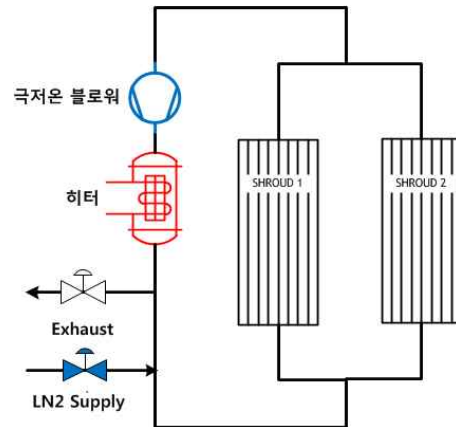


Fig. 1. Schematic diagram of GN₂ closed loop thermal control system

도환경을 모사할 수 없다는 단점을 가지고 있다. 따라서 위성체 부품의 우주 열환경에서의 검증시에는 넓은 온도범위를 갖는 액체질소를 사용하는 열제어 시스템이 사용된다. 또한 시스템의 개/폐에 따른 분류로는 개회로 시스템과 폐회로 시스템으로 구분된다. 개회로 순환장치는 사용된 유체를 대기압에 방출하는 방식으로 폐회로 시스템에 비해 간단한 구조를 갖는 장점이 있는 반면에 사용되는 질소 소모량이 크다는 단점이 있다.

2.1.1 폐회로 기체질소 열제어 시스템

Figure 1은 기체질소를 이용한 폐회로 기체질소 열제어 시스템으로 슈라우드(shroud), 극저온 블로워, 히터, 극저온 밸브로 구성된다. 폐회로 열제어시스템은 $-150^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 의 온도 범위에서 운용이 되며, 극저온 블로워를 통해 시스템내에 일정한 밀도가 유지 되도록 조절한다. 폐회로 특성상 액체질소 소모량이 개회로 시스템에 비해 작다는 장점이 있으나, 극저온 블로워의 성능에 따라 시스템 전체의 성능이 결정되기 때문에 고효율의 극저온 블로워가 필요하다.

2.1.2 개회로 기체질소 열제어 시스템

개회로 기체질소 열제어 시스템은 저온가스 발생기, 히터, 극저온 밸브로 구성이 되는데, Fig. 2는 개회로 기체질소 열제어 시스템을 보여주고 있다. 개회로 열제어 시스템은 액체질소 공급장치의 공급압력을 이용하여 시스템내의 압력을 유지하며, 저온가스 발생기에서 공급되는 저온의 기체질소와 기화기를 통해 공급되는 상온의 기체질소를 적절히 혼합하여 시스템내에 $-150^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 의 온도를 공급하도록 제어된다. 폐회로 시스템에 비해 비교적 간단한 구조를 갖기 때문에 복잡한 형상을 갖는 시험대상체에 각기

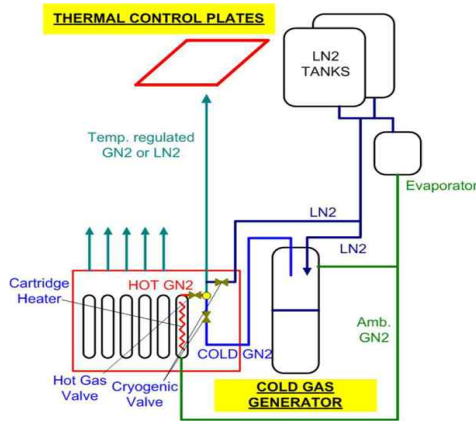


Fig. 2. Schematic diagram of GN₂ open loop thermal control system

다른 온도환경을 부여할 수 있는 다채널 열제어 시스템의 구현이 용이하다.

2.2 극저온 블로워의 설계

2.2.1 설계 요구조건

극저온 블로워는 구조 및 작동원리 면에서는 터보 송풍기와 유사 하지만 고온 및 극저온, 그리고 고압의 운전조건에 대한 요구 성능을 파악하여 설계 단계에서 적용해야 한다. 작동조건 및 설계요구조건은 Table 1에 나타난 바와 같다. 질소는 공기와의 물성치 차이가 거의 없으므로 공기로 가정하여 설계요구조건을 설정하였으며, 시험 평가를 통하여 요구 성능을 만족하는지 확인하여야 한다.

설계 요구 작동조건을 검토한 결과 작동 온도와 압력이 각각 -150 °C ~ 150 °C, 0 kPa(gauge) ~ 551.6 kPa(gauge)인 경우에 대하여 밀도와 관계가 기체 상태방정식을 만족하는 작동선은 Fig. 3의 점선에 해당된다 (Density=4.8~6.4 kg/m³). 그러므로 극저온 블로워는 점선의 경계

Table 1. Operating condition and design requirement

구분	사양
Working fluid	Nitrogen
Working fluid temp. (°C)	-150 ~ 150
Operating pressure (kPa(gauge))	0 ~ 551.6
Gas density (kg/m ³)	4.8 ~ 6.4
Performance	
- Head pressure	: 9.8 kPa (0.1 kgf/cm ²)
- Max. flowrate	: 400 CFM (11.33 m ³ /min)
	0.91 kg/s @ ρ=4.8 kg/m ³

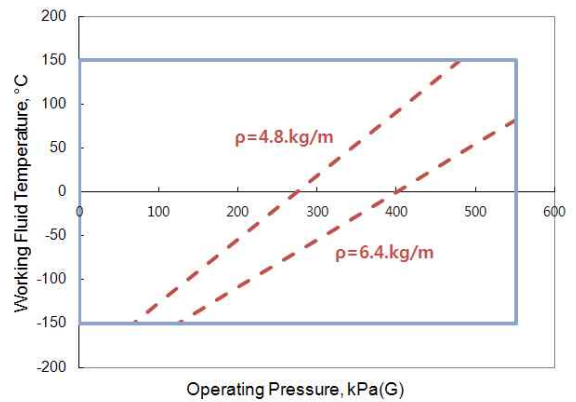


Fig. 3. Cryogenic blower operating envelope

이내에서 작동한다고 예상할 수 있다. 또한 점선의 작동 경계를 따라서 모든 점에서의 요구 유량이 400 CFM (11.33 m³/min)이라고 가정하고 이를 표준대기조건(20 °C, 1 atm)으로 환산한 결과를 기준으로 설계를 수행하였다. 온도와 압력이 낮을 때 이를 표준조건으로 환산한 경우가 최대 유량 조건에 해당하며, 이때의 유량은 약 17.5 m³/min (618 CFM)이다.

2.2.2 블로워 형상 설계

Figure 4는 블로워의 단면을 보여주고 있으며, Fig. 5는 블로워의 팬형상과 스크롤 형상을 보여주고 있다. 극저온 블로워는 기체질소와 같은 작동유체가 이동하는 유동부와 팬을 구동시킬 수 있는 베어링, 모터로 구성된 구동부로 구분된다. 블로워 설계시 유동부와 구동부의 누설 방지, 열전달 최소화, 고속 베어링의 윤활, 모터 과열방지가 고려되어야 한다. 유동부의 작동유체인 극저

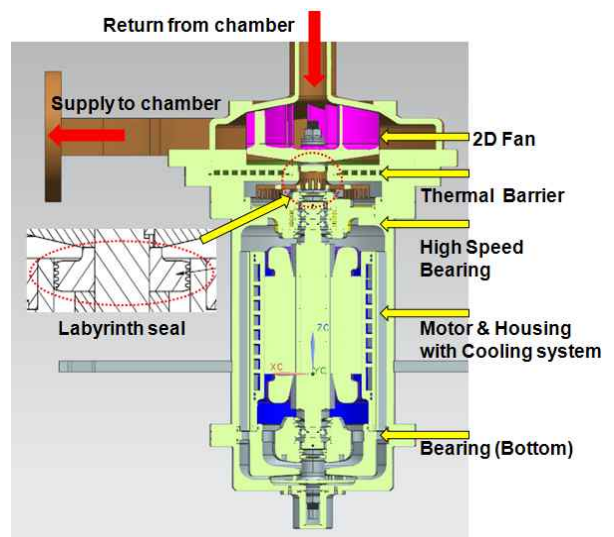


Fig. 4. Schematic of cryogenic blower

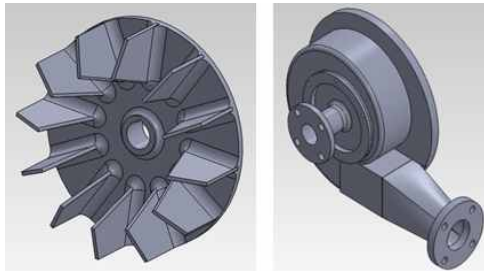


Fig. 5. Feature of fan and scroll

은 및 고온의 기체질소가 누설에 의해 구동부에 전달될 경우 베어링, 모터와 같은 구동부의 동작에 문제를 야기시킬 수 있으며, 또한 극저온 및 고온의 유체에 의한 열전달에 의해 베어링 및 모터와 같은 구동부에 문제를 야기할 수 있다. 이에 따라 기체 누출을 방지하기 위해 라비린스 씰(Labyrinth seal)이 설치가 되었으며, 유동부와 구동부 사이의 열전달 차단을 위해 열장벽(thermal barrier)이 적용되었다. 모터와 베어링 등으로 구성된 구동부의 냉각을 위해서는 모터 하우징 및 베어링 외부에 냉각수 유로를 설치하여 모터의 과열을 방지할 수 있는 냉각 시스템이 적용되었다.

2.2.3 원심팬 설계

비속도를 결정하기 위한 극저온 블로워의 설계점은 표준조건으로 환산한 요구유량이 가장 많은 점으로 선정하였으며 이때의 온도와 압력은 각각 -150 °C, 68.33 kPa(gauge)에 해당한다. 설계점을 기준으로 요구 압력비가 높지 않으므로 Fig. 5와 같은 원심팬을 적용하는 것이 적절할 것으로 판단된다. 원심팬은 원심식 송풍기 중에서도 형상이 간단하며 설계기법을 통하여 비교적 정확한 예상 성능을 확보할 수 있는 장점이 있다[3]. 설계된 원심팬의 직경은 120 mm이며, 12개의 블레이드가 부착되는 형상으로, 블레이드의 두께는 2mm로 설계되었다. Fig. 6에 따르면 원심팬은 비속도가 350(rpm, m³/min, m)정도일 때 최대 효율을 가지므로 이를 만족하도록 회전속도를 결정하였다. 각종 송풍기의 비속도는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$NS = N \cdot (Q^{1/2}) / (H^{3/4}) \quad (1)$$

Where, N is rotational speed (RPM)
 Q is volume flow rate (m³/min)
 H is Pressure head (m)

2.2.4 디스크 및 블레이드 구조 설계

극저온 블로워의 디스크와 블레이드는 고온 및 저온 특성이 우수한 알루미늄 70 계열이 적용되

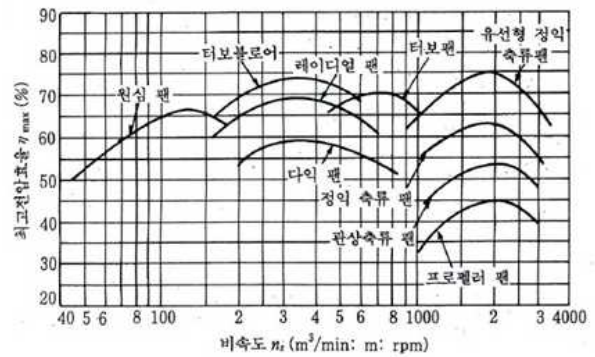


Fig. 6. Specific velocity and blower efficiency[3]

었다. 디스크와 블레이드의 구조해석은 상용 해석 프로그램인 ANSYS가 사용되었다. 디스크 응력해석 결과 19,000 RPM의 회전조건을 주었을 때 상온에서 안전계수는 1.7로 응력에 여유가 있으며, 200 °C의 온도 조건에서는 0.96으로 허용응력을 초과하였으나, 운용 예상 회전수인 14,000 RPM 이하, 200 °C 온도 조건하에서 안전계수(safety factor)는 1.8로 응력 여유가 있는 것으로 나타났다.

블레이드 응력해석 결과 18,000 RPM 회전조건을 주었을 때 상온에서는 안전계수는 1.7로 응력에 여유가 있으며, 200 °C에서는 0.99로 허용응력을 초과하나, 극저온 블로워의 운용 한계 온도가 150 °C이하이기 때문에 블레이드의 응력 분포에는 여유가 있다[4].

2.2.5 이차유로 설계 및 해석

고온 및 극저온의 질소가스를 작동 유체로 하는 극저온 블로워는 내부의 기밀성을 유지하여야 하기 때문에 대기를 흡입하는 팬 방식을 적용하는 데 어려움이 있다. 따라서 블로워 내부와 외부를 완전히 차단하면서 모터를 냉각하는 냉각방법을 적용하였다. Fig. 7은 극저온 블로워의 냉각 시스템을 보여준다. 극저온 블로워의 냉각개념은 모터에서 발생하는 열은 순환하는 공기(Fig. 7-Air)에 전달되며 이는 모터 돌레를 감싸며 지나가는 냉각수(Fig. 7-Water1)을 통해 외부로 방출된다. 고온(150 °C)의 질소가스로 인한 열전달

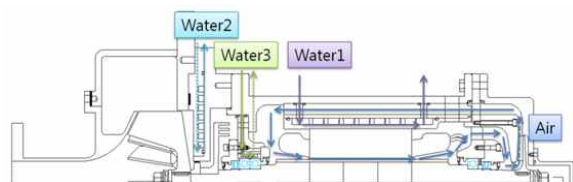
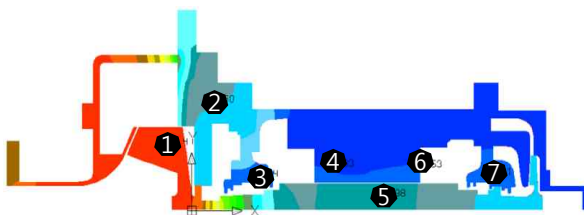


Fig. 7. Cryogenic blower cooling system

Table 2. Analysis condition of Cooling system

Description		Condition
대기조건	온도	20 °C
	압력	1 atm
작동점	회전속도	6,000 RPM
	유체	질소(N ₂)
	온도	150 °C
	압력	80 psig
모터 발열량	스테이터	274 W
	로터	92 W
유량	냉각수	22.2 g/s
	공기	7.7 g/s



1 : 150.41 °C, 2 : 63.50 °C, 3 : 49.74 °C, 4 : 45.83 °C
5 : 71.98 °C, 6 : 47.53 °C, 7: 48.31 °C

Fig. 8. Temperature distribution of cooling system

은 스크롤 하부에 공급되는 냉각수 (Fig. 7-Water2)를 통해 냉각되며, 전방 베어링은 베어링 주위의 냉각수(Fig. 7-Water3)를 통해 냉각된다. 모터의 냉각방법은 해석을 통해 냉각효과를 예측하였다. In-house 프로그램인 Cool-sys를 사용하여 해석을 수행 하였으며, 해석조건은 Table 2와 같다[4].

Figure 8는 열제어 시스템이 고온(150 °C)을 모사하는 경우 블로워의 온도 분포를 보여주고 있다. 고온의 질소가 팬에 접촉하여 팬에서는 높은 온도(150.41 °C)를 보이고 있으나, 구동부 상단의 온도는 63.50 °C로 냉각 시스템의 설계가 적절함을 보여주고 있다. 또한 모터의 철심과 권선의 온도는 각각 45.83 °C, 47.53 °C로 모터 허용온도 범위를 만족하기 때문에 온도에 의한 모터 손상과 같은 문제는 없을 것으로 판단된다.

2.3 성능평가

2.3.1 성능시험조건

기하학적 상사인 크기가 다른 2개의 블로워에 있어서 각 부분의 크기 비는 일정하며 이러한 블로워의 흐름 상태가 상사(Similarity)라면, 다음의 관계식 (2)가 성립한다[5]. 이때, 크기가 동일하다면 유량, 압력, 동력은 모두 밀도와 회전속도에만

Table 3. Cryo Blower design point and test point

Description	Condition		design point	Test point
	ρ	kg/m ³		
입구밀도	ρ	kg/m ³	4.8	1.2
회전속도	N	rpm	5,771	8,950
유량	Q	m ³ /min	11.33	17.57
토출압력	Pd	kPa.G	9.96	6.01
압력비	PR	-	1.059	1.059

관계되며, Table 3과 같이 표준대기에서의 시험조건을 결정할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{유량} : \frac{Q_2}{Q_1} &= \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \left(\frac{N_2}{N_1}\right) \\ \text{압력} : \frac{H_2}{H_1} &= \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \\ \text{유량} : \frac{L_2}{L_1} &= \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \end{aligned} \quad (2)$$

2.3.2 시험형상

극저온 블로워는 압력비가 높지 않으므로 토출단에서 유량을 측정할 경우 유량계 및 배관 시스템의 부하로 인해 적절한 작동점을 확인하는데 문제가 될 수 있다. 반면에 Pitot나 Kiel 등을 이용하면 비교적 부하가 적은 유량계 시스템을 적용하는 것이 가능하지만, 정확도가 낮고 충분한 배관 길이가 요구된다. 따라서 극저온 블로워의 유량 측정은 정밀 유량 측정이 가능한 흡입 유량계가 적용되었다. Table 3에 따라 표준대기조건에서의 요구 유량이 17.57 m³/min 이므로 요구

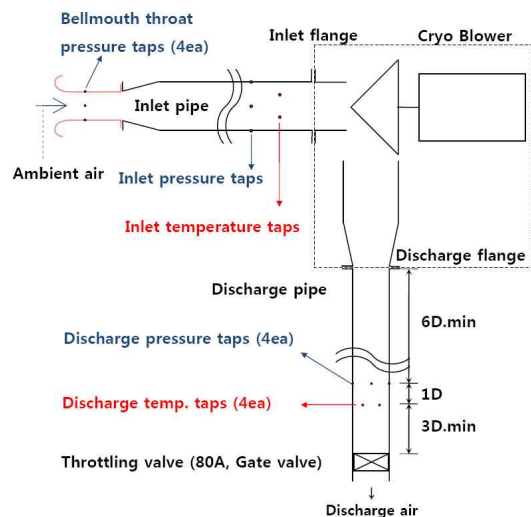


Fig. 9. Schematic of performance test apparatus

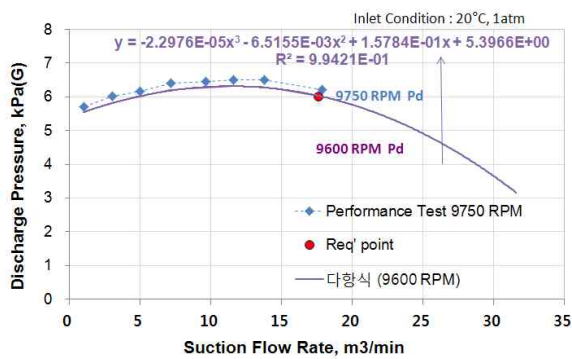


Fig. 10. Performance measurement result

유량의 30~130 % 정도까지 정밀하게 측정할 수 있도록 목 직경 54.8 mm의 중형흡입구(Bell mouth) 형상의 유량계가 적용되었다.

중형흡입구 (Bell mouth) 유량계를 적용한 시험 형상은 Fig. 9와 같다. 입/출구 압력 및 온도 측정을 위해서 적절한 길이의 직관이 요구되며, 유량/압력 조절을 위한 밸브가 장착되어야 한다. 온도와 압력의 측정은 ISO, AMCA 및 ASME 등의 요구규격에 따라 측정되었다.

2.3.3 성능 시험결과

성능시험을 실시한 결과 표준대기조건을 기준으로 약 9,600 RPM으로 운전시 요구 성능을 만족하며(Fig. 10), 전체 유량 범위에 대하여 부하 변동이 크지 않은 원심팬의 특성을 나타내고 있다. 극저온인 -150 °C에서 운전시에는 약 6,220 RPM에서 운전하면 설계점으로 선정한 요구 유량을 만족할 것으로 보이며, 150 °C의 고온 조건에서는 약 11,530 RPM에서 운전시 요구 유량을 만족할 것으로 예상된다.

2.3.4 측정불확도 분석

측정된 유량에 대한 각 물리량의 기여도 및 측정 불확도를 평가하였다. 차압식 유량계의 유량 계산 방법은 식(3)과 같으며, 보통 중형 흡입구의 유출계수(Discharge coefficient, C_d)는 0.99 정도이고 실제 유량계산은 반복계산(Iteration)을 통해 이루어진다.

$$\dot{m} = C_d \cdot e \cdot A_{throat} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{amb} \cdot \Delta P_{throat} \cdot \frac{1}{1 - \beta^4}} \quad (3)$$

여기서,

C_d : Discharge coefficient

e : Expansion factor

A_{throat} : Throat area, m^2

ρ_{amb} : Air density, kg/m^3

ΔP_{throat} : differential pressure, kPa

β : diameter ratio

질량 유량과 체적유량의 관계로부터 각 측정 물리량의 기여도와 불확도를 고려한 결과, 입구 온도 20°C, 1기압, 9,600 RPM의 시험조건에서 측정된 유량은 0.3 %의 합성표준불확도를 보이며, 결론적으로 요구된 가동조건에서 측정된 유량에 대한 확장불확도는 신뢰수준 95%에서 아래 식(4)와 같다[6].

$$U = k_{uc} = 1.96 \times 0.3 = 0.58 \% \quad (4)$$

III. 결 론

위성체 부품 및 시스템의 우주 열환경 모사를 위해 사용되는 극저온 블로워의 설계 및 성능시험을 통해 다음과 같은 결론을 도출할 수 있다.

고온 및 극저온에서 사용되는 블로워의 성능 요구조건을 만족하기 위해 팬의 1차원 해석을 통해 12개의 블레이드를 갖는 원심팬이 적용되었으며, 열차폐를 위한 열차단막 등이 적용되었다. 블레이드의 구조해석을 통해 블레이드의 두께가 선정되었으며, 모터 냉각을 위해 냉각수의 유량은 냉각시스템의 열해석을 통해 결정되었다.

표준대기에서의 성능 검증시험을 통해 극저온 블로워는 9,600 RPM으로 가동시 요구된 유량조건을 만족함을 확인 하였다. 측정된 유량의 확장 불확도는 신뢰수준 95%에서 0.58 %로 요구조건에 부합하다고 판단할 수 있다.

향후, 본 연구에서 개발된 극저온 블로워는 열진공 챔버에 설치되어 고온 및 극저온의 환경 하에서 성능이 검증될 예정이다.

References

- 1) David G. Gilmore, *Satellite Thermal Control Handbook*, thermal testing, 9-17, 1994.
- 2) H.J Seo, H.J Cho, S.H Lee, G.W Moon, "Analysis of Close loop thermal control system and review of test result", KSSS Conference, 2011.
- 3) C.J Kim, K.B Lim, *Fluid machinery*, 2004.
- 4) S.M Ahn, "Development report of Cryogenic blower for thermal environment simulation", 2012
- 5) B.J Lim, C.W Hong, J.H Kim, "Air Similarity

Performance Test of Turbopump Turbine”, The Korean Society of Propulsion Engineers, Vol 10, 2006, pp. 39-45.

6) HUGH W. COLEMAN, W. GLENN STEELE, JR, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, 1998.