

# Oil-Jet 윤활시 가스터어빈용 고속 Ball Bearing 윤활특성

김 기 태

삼성항공(주) 엔진연구소

## Lubrication Characteristics of High-Speed Ball Bearing with Oil-Jet Lubrication

Kitae Kim

Samsung Aerospace Engine R & D Division

**Abstract**—The lubrication characteristics of high-speed ball bearings have been investigated empirically using 45mm bore split inner ring ball bearings employed in small industrial gas turbine engines with oil-jet lubrication method. For the close structural simulation, experiments carried out with bearing mounting supports of real engines, such as bearing housings and oil nozzle assemblies with squeeze film dampers. Thus the results of tests can be directly applied to the design and the development of gas turbine engines. Testing was done by varying operating speeds, axial load on bearings, and lubricant flow rates. During testing, the temperature of bearing at outer-ring face, the power consumption of the driving motor, and the rotating resistance of the bearing were measured. From this study, the representative factors for lubrication characteristics at high speed was found, and the most important one was not operating speed but axial load up to 1.95 million dmN speed and 2969 N axial load. Furthermore, the detailed variation of the rotational resistance of the bearing could be visualized by measuring the change of the radial load under the bearing supports. The rotational resistance consists of the frictional resistance and the bearing-cavity oil resistance.

**Key words**—ball bearing, gas turbine, oil-jet lubrication, operating speed, axial load, lubricant flow rate, power consumption, oil resistance.

### 1. 서 론

현재 국내에서 항공용 및 소형 산업용 가스터어빈 개발을 위하여 많은 노력이 이루어지고 있는 가운데 이에 적용되는 고속 구름베어링의 윤활특성에 대한 연구의 필요성이 부각되고 있다. 일반적으로 가스터어빈의 main bearing은 가스터어빈의 운전조건을 고려하여 설계되어지나, 운용시의 신뢰성을 확보하기 위하여는 가스터어빈의 모든 운용조건에서 윤활특성의 검증이 이루어져야 한다. 이러한 고속베어링의 윤활특성은 기본적으로 베어링의 재료, 윤활유, 및 베어링 지지 구조물에 의하여 변화하나 이는 가스터어빈 설계시 엔진 구조 및 요구수명에 따라 결정되어지며

운용시의 윤활특성은 속도, 하중, 및 윤활유량 등에 의하여 변화하게 된다.

고속 구름베어링의 윤활에 관한 연구는 가스터어빈 개발의 역사와 흐름을 같이하고 있으며 유량변화에 따른 윤활특성[1,2]과 속도변화에 따른 윤활특성[3]에 관한 연구에서부터 ball bearing의 oil-jet 윤활시 속도 한계[4] 와 300만 DN (D=베어링의 내경, mm; N=회전속도, rpm) 베어링의 개발[5]에 관한 연구까지 다양하게 이루어져 왔다. 그러나, 고속베어링의 윤활특성에 많은 영향을 주는 실제 엔진의 베어링 지지 구조물을 사용하여 시험을 수행한 결과는 많지 않으며 따라서 연구결과를 실제 엔진 개발시 직접 적용하기는 어렵다. 국내에서는 항공용 및 산업용 소형 가스터어빈

개발이 이루어지지 못한 이유로 이에 사용되는 고속 구름베어링의 윤활특성 연구가 본격적으로 이루어지지 못하였다.

본 연구에서는 엔진에 사용되는 베어링 지지 구조물, 즉 동일한 bearing housing, oil nozzle assembly, 및 squeeze film damper를 이용하여 소형 산업용 가스터어빈에 사용될 고속 ball bearing의 윤활특성에 관한 연구를 수행하므로써 연구결과를 직접 실제엔진의 설계 및 운용에 적용할 수 있도록 하였다. 또한 실제 엔진의 성능시험 및 운용 전 베어링의 윤활특성을 검증하므로써 엔진에서의 베어링 파손에 기인한 엔진손실을 미연에 방지할 수 있도록 하는 데에도 한 목적이 있다. 고속 ball bearing의 운용시의 윤활특성을 지배하는 인자들인 속도, 하중, 및 오일유량을 변화시키면서 195만  $dmN$ ( $dm$ =베어링의 pitch diameter, mm;  $N$ =회전속도, rpm)의 속도까지의 ball bearing의 윤활특성을 관찰하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2-1. High-Speed Bearing Tester

고속베어링의 시험을 수행할 수 있는 고속 베어링 윤활시험장비를 설계 제작하였으며 기계시스템부, 계측제어부, 및 베어링으로의 오일 공급을 위한 윤활시스템부로 구성되어 있다 (Fig. 1).

본 시험장비를 사용하여 베어링의 속도는 증속기 없

이 직접 42000 rpm 까지, 축하중은 기계식으로 9800 N까지, 반경방향하중은 전자력으로 1176 N까지 변화시킬 수 있다. 시험 결과의 정확성을 향상시키기 위하여 회전축을 지지하는 slave bearing없이 시험베어링으로 축을 지지하도록 설계하였고 ball bearing의 경우 2개의 시험베어링을 동시에 시험할 수 있다. 시험베어링에서의 측정값은 실시간 monitoring과 동시에 저장할 수 있고 베어링의 속도와 하중을 제어할 수 있도록 설계 되었다. 마지막으로 윤활시스템은 실제 엔진에 사용되는 윤활시스템과 동일한 시스템으로 구성되었다 (Fig. 2).

### 2-2. Test Bearings

시험베어링은 ABEC 7등급의 split inner-ring을 갖는 ball bearing으로서 내경이 45 mm이며, ring과 ball의 재료는 AISI M-50 steel, cage는 granodized finish가 된 AMS 6440을 사용 하였다. 본 베어링은 직경 12.7 mm의 ball 12개로 구성되어 있고, 베어링의 free contact angle은  $35^\circ$ 이며 34265 N의 동정격하중을 갖고 cage의 위치는 outer-land riding cage이다. 베어링의 윤활방식은 3개의 oil nozzle hole을 가지는 single side oil-jet 윤활방식이며 실제 엔진과 동일하게 구성 하였다.

### 2-3. Lubricant

고속 ball bearing의 윤활에 사용된 윤활유는 ester계

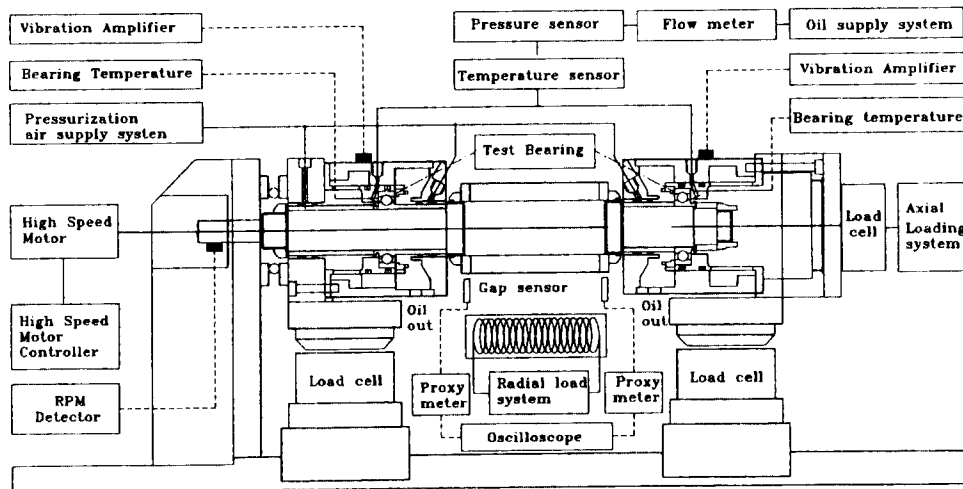


Fig. 1. High-speed bearing test apparatus.

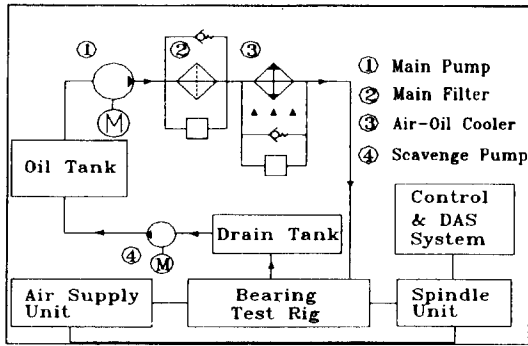


Fig. 2. Circulation-type lubrication system.

Table 1. Major properties of Jet Oil II (MIL-L-23699C)

Kinematic Viscosity, cSt	
@ 38°C	27.6
@ 99°C	5.1
@ 204°C	1.3
Pour Point, °C	-54
Flash Point, °C	260
Fire Point, °C	285
Autogenous Ignition Temperature, °C	404
Specific Heat, Btu/lb/°F @ 38°C	0.447
Specific Gravity, 15.6/15.6°C	1.0035

통의 Type II 오일로서 MIL-L-23699C를 만족하는 오일이며 항공용 및 소형 산업용 가스터어빈에 일반적으로 사용되는 윤활유이다. 윤활유의 주요 성분은 Table 1에 나타낸바와 같으며, 윤활시스템에서 10  $\mu\text{m}$  oil filter를 통과하며 filtering되어 베어링으로 재공급 된다.

#### 2-4. Test Procedure

엔진 운용 인자인 회전속도, 축하중, 및 오일유량을 변화시키면서 시험을 수행하였다. 베어링의 회전속도는 induction motor를 내장한 Spindle Unit (SU)의 high frequency inverter를 이용하여 제어하였고, 회전속도 값은 SU상에 표시되어지며 또한 optical fiber photoelectric switch sensor를 이용하여 측정하였다. 시험중 축방향 하중은 ball bearing의 outer-ring에 총 2969 N까지 인가 하였다. 윤활유는 70°C의 일정 온도에서 최대 0.49 MPa까지 압력을 조절하면서 베어링에 공급 하였다. 시험중 오일유량을 각 시험베어링에서  $2.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 까지 가변하여 공급하였으나 베어

링으로 오일을 분사하는 oil-jet nozzle의 내경이 고정되어 있으므로 오일 유량 변화 시 오일의 압력 변화를 동반하게 된다.

윤활특성의 관찰은 시험 수행 시 베어링 온도, 오일의 입출구온도, 공급오일의 압력, 오일 유량, 축방향 및 각 시험베어링의 반경방향으로의 하중 변화, 및 베어링 구동 motor의 소요동력을 실시간 monitoring하며 측정값을 저장하면서 이루어졌다. 반경방향의 하중 측정은 각 시험베어링 지지부 하단에 하나는 시험베어링의 회전방향에 다른 하나는 시험베어링의 회전과 반대되는 방향에 수평으로 설치된 tension-compression형 박형 load cell로 측정하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3-1. Effect of Speed.

회전속도 변화가 고속 ball bearing의 윤활특성에 미치는 영향을 조사하기 위하여 베어링의 회전속도를 2000 rpm부터 30000 rpm까지 매 2000 rpm씩 증가시키며 시험을 수행하였으며 axial load와 radial load는 엔진의 순항 운전 mode에서와 동일한 823 N과 121 N를 시험베어링에 부여하였다. 회전속도가 증가함에 따라 베어링 및 오일 출구온도는 완만하게 증가하며 매 2000 rpm속도증가에 따른 베어링온도와 오일 출구온도의 증가율은 각각 최대 1.7°C/2000 rpm과 1.6°C/2000 rpm 이었다(Fig. 3). 베어링 속도 증가에 따른 이 두 온도의 증가율과, 전 속도 영역에서의 두 온도 값이 근사한 값을 보이고 각 속도에서의 측정시간인 60초 동안 아주 안정한 온도를 보이는 것으로 보아 베어링이 열적으로 평형에 도달하여 냉각이 원활히 이루어지고 있다는 것을 알 수 있다.

특이한 사항은 그림상에서 약 8000 rpm까지 베어링 온도가 증가하지 않고 오히려 감소하는 경향을 보이는 것이나 이는 오일 입구온도의 강하에 따른 것으로 베어링 및 오일출구온도가 오일입구온도에 따라 민감하게 변화 한다는 것을 알 수 있으며, 이것을 감안하면 이 속도영역까지 베어링온도는 약 1°C 내지 2°C 정도 증가 하고 있다. 최고 속도인 30000 rpm의 속도에서 베어링과 오일 출구온도는 약 88°C와 87°C 이었다.

회전속도의 변화가 베어링의 oil cavity resistance 및 마찰특성에 미치는 영향을 관찰하고자 베어링 구동 motor 동력 소비량의 변화를 Fig. 4에, 시험베어링 지

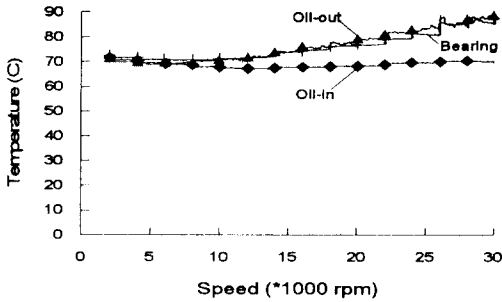


Fig. 3. The effect of speed on the ball bearing temperature (823 N axial load, 121 N radial load,  $2.13 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ , 0.35 MPa).

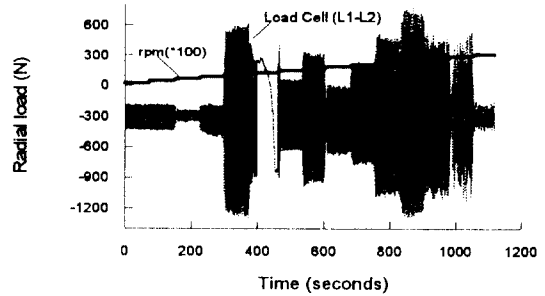


Fig. 5. The effect of speed on the change of the radial load under ball bearing support (823 N axial load, 121 N radial load,  $2.13 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ , 0.35 MPa).

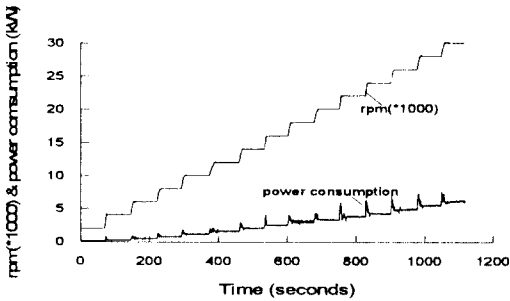


Fig. 4. The effect of speed on the power consumption of the driving motor (823 N axial load, 121 N radial load,  $2.13 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ , 0.35 MPa).

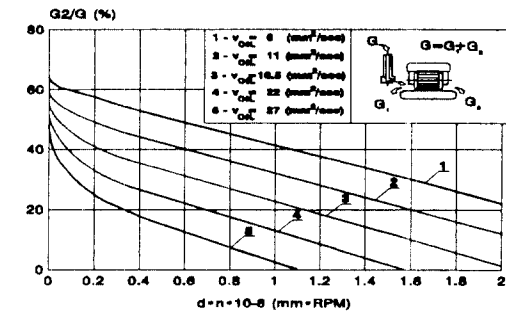


Fig. 6. Lubricant transmissibility with speed and viscosity.

지부 하단에 베어링의 inner ring 회전방향과 반대되는 곳에 수평으로 설치된 load cell에서의 측정값으로부터 inner ring의 회전방향과 동일한 방향으로 수평으로 설치된 load cell에서 측정한 값을 제한 값(베어링의 회전저항의 변화를 나타내 주는 값)의 변화를 회전 속도 변화와 함께 Fig. 5에 나타내었다. 베어링 구동 motor의 동력소비량은 속도 증가에 따라 완만하게 증가하고 있으며, 6000 rpm이하에서는 약 0.2 kW/2000 rpm의 낮은 상승률을 가지고 그 이상에서는 저속에 비하여 상대적으로 높은 최고 0.587 kW/2000 rpm의 상승률을 가지며 증가하고 있다(Fig. 4). 여기서 측정한 값은 2개의 시험베어링에서 소모되는 동력이며, 베어링에서의 회전저항이 속도에 비례한다는 것을 알 수 있다. 베어링의 회전저항 변화를 나타낸 Fig. 5로부터 특정 속도에서 큰 변화를 보여 주나, 전체적인 변화 경향은 속도가 증가함에 따라 회전저항이 증가하는 것을 알 수 있다. 이 그림으로부터 12000 rpm의 속도에서 회전저항의 변화가 아주 흥미롭게 보여지는데 시험 시의 진동변화로 보아 이는 rotor의 회전특성

과 관계되어 나타나는 현상으로 추정된다.

Fig. 5에서 보여주는 베어링의 회전저항 변화경향은 오일의 베어링 관통율, 오일의 점도, 속도 등과 관계가 있다고 추정된다. 속도와 점도에 따른 오일의 베어링 내부 관통율 변화를 보여 주는 Fig. 6에서 알 수 있듯이 10000 rpm이하의 저속 영역에서는 오일의 베어링 내부 침투와 관통율이 고속에서보다 상대적으로 좋다. 따라서 베어링온도가 감소하고 oil film thickness가 증가 한다. 10000 rpm과 20000 rpm사이의 중속 영역에서는 저속 영역보다는 오일의 베어링 내부 침투 및 관통율이 감소하여 베어링 온도가 증가하고 이에따라 oil film thickness가 감소하는것과 저속에 비하여 속도가 증가하는 영향에 기인한 oil film thickness 증가에 의하여 베어링에서의 마찰저항이 감소하였다 증가하면서 변화하고 있다고 보이며, 20000 rpm 이상의 고속 영역에서는 오일의 베어링 내부 관통율이 더욱 감소하며 속도증가에 기인한 oil film thickness 증가 보다는 속도 증가에 기인한 온도증가로 인한 oil film thickness 감소가 더 큰 영향을 주게

되어 마찰저항이 증가하고 있다고 추정되며 이는 oil film thickness가 특정 회전속도에 도달하면 감소하는 것을 보여 주는 Olaru와 Gafitanu의 연구 결과와 부합한다[6]. 30000 rpm의 영역에서 다시 회전저항이 감소하는 것은 90%의 friction이 오일의 viscous shear에 기인한다[7]는 것으로부터 오일의 베어링 내부로의 관통율이 고속에 의하여 더욱 감소하므로 베어링 내부에서의 오일량이 감소하여 bearing cavity resistance와 그에 따른 오일 자체의 베어링 내부에서의 회전에 대한 저항이 감소하기 때문이라고 추정된다.

### 3-2. Effect of Axial Load

엔진의 정상운전속도인 27000 rpm에서 시험베어링의 radial load를 121 N으로 고정시킨 후 axial load를 변화시키면서 베어링의 특성을 관찰하였으며 그 결과를 Fig. 7-Fig. 9에 나타내었다. 베어링과 오일 출구온도는 처음 559 N에서 1088 N으로 axial load가 증가될 때 급히 증가한 후 서서히 증가하는 경향을 보이며 95°C에 이르고 있는데 이는 처음 559 N 시보다 약 15°C정도 상승한 것이다(Fig. 7). 온도상승율은 초기 변화 이후에는 베어링온도는 0.003°C/N의 상승률을, 오일 출구온도는 0.005°C/N의 상승률을 보여 주고 있으며, 이 두 온도의 증가율과 전 시험 영역에서 오일 출구온도가 베어링의 온도와 근사한 값을 보이는 것으로 보아 베어링의 냉각이 원활히 이루어지고 있다고 판단된다.

회전저항이 axial load의 증가에 의하여 변화하는 것을 관찰하기 위하여 axial load에 대한 베어링 구동 motor의 동력소모량을 Fig. 8에, axial load 증가와 그에 따른 시험베어링의 지지부 하단의 수평방향 load

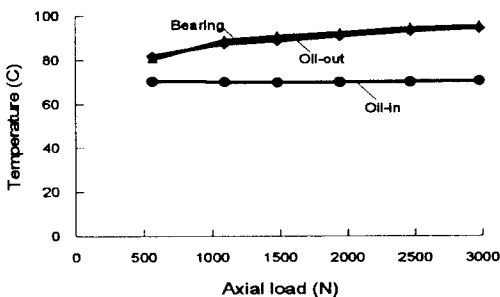


Fig. 7. The effect of axial load on the bearing temperature at 27000 rpm (121 N radial load,  $2.13 \times 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/min, 0.35 MPa).

cell의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 초기에 559 N에서 1480 N까지는 0.0026 kW/N의 많은 동력이 베어링에서 소모되고 있고, 1480 N에서 2969 N까지는 0.0004 kW/N의 상대적으로 적은 동력이 소모되고 있다(Fig. 9). 이로부터 axial load가 증가함에 따라 베어링에서의 동력소모와 회전저항이, 작은 axial load 인가시보다 상대적으로 작아진다는 것을 알 수 있는데 이는 베어링의 온도는 다소 증가하나 Fig. 9에서와 같이 회전저항이 상대적으로 감소하므로 동력소모특성은 저 하중 영역보다 상대적으로 좋아진다는 것을 알 수 있다. 또한 559 N 하중인가시 회전저항의 변화폭이 큰 것으로 보아 고속 저 하중에서 윤활특성이 좋지 않다는 것을 알 수 있다. 이로부터 고속 볼 베어링의 회전저항의 관점에서 좋은 윤활특성을 유지하기 위한 최소 축하중이 존재한다고 추정할 수 있다.

### 3-3. Effect of Lubricant Flowrate

오일유량 변화에 따른 윤활특성 변화를 조사하기

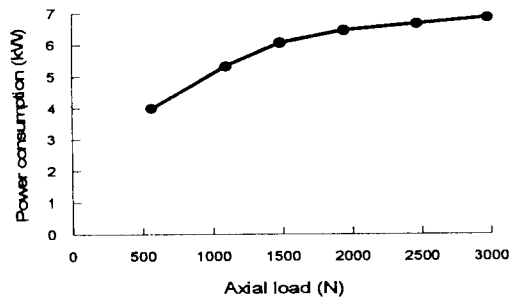


Fig. 8. The effect of axial load on the power consumption of driving motor at 27000 rpm (121 N radial load,  $2.13 \times 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/min, 0.35 MPa).

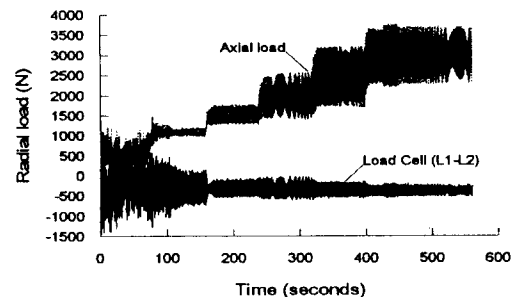


Fig. 9. The effect of axial loads on the change of radial load under ball bearing support at 27000 rpm (121 N radial load,  $2.13 \times 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/min, 0.35 MPa).

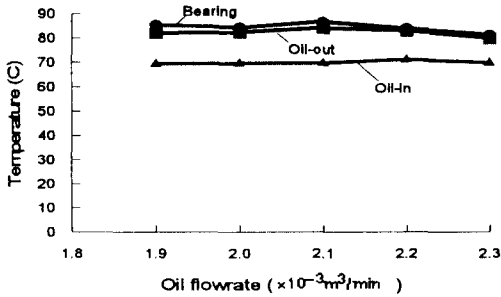


Fig. 10. The effect of oil flowrate on the bearing temperature at mode 1 (27000 rpm, 823 N axial load, 121 N radial load).

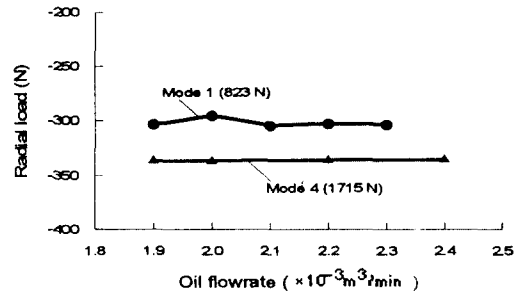


Fig. 12. The effect of oil flowrate on the change of radial load under ball bearing support at mode 1 (823 N axial load) and mode 4 (1715 N axial load), (27000 rpm, 121 N radial load).

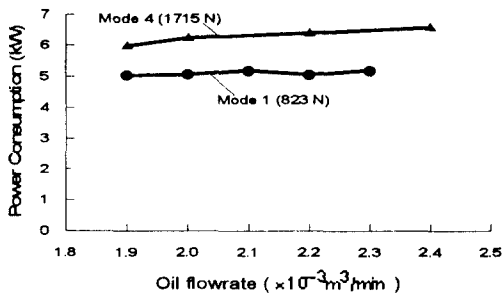


Fig. 11. The effect of oil flowrate on the power consumption of the driving motor at mode 1 (823 N axial load) and mode 4 (1715 N axial load), (27000 rpm, 121 N radial load).

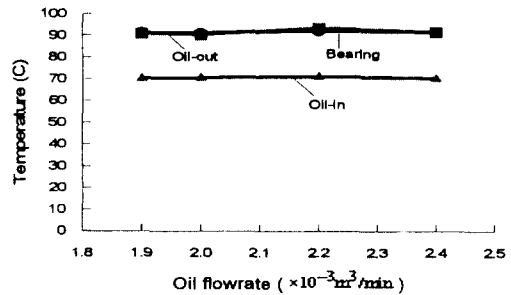


Fig. 13. The effect of oil flowrate on the bearing temperature at mode 4 (27000 rpm, 1715 N axial load, 121 N radial load).

위하여 27000 rpm에서 엔진속도, 축하중 및 오일의 입구온도를 고정시킨 후 오일 유량만을 변화시키면서 시험을 수행하였다. 시험은 축하중의 크기에 따라 MODE 1과 MODE 4로 구분하였으며 MODE 1은 823 N의 축하중을 MODE 4는 1715 N의 축하중을 인가하여 시험을 수행한 것을 의미하며, 시험결과를 Fig. 10-Fig. 13에 나타내었다.

823 N의 축하중을 인가 시킨 경우, 베어링과 오일 출구온도는  $1.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$  에서  $2.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$  까지의 오일유량영역내에서 큰 변화가 없고 베어링온도가  $80^\circ\text{C}$ 대의 영역에서 안정적으로 유지되는 것과 오일 출구온도가 전영역에서 입구온도에 비하여 약  $10^\circ\text{C}$ 정도 상승하였지만 유량 변화 시 베어링온도와 거의 동일한 경향을 가지고 변화하는 것으로부터 베어링에서 오일과다에 의한 열 발생은 발생하지 않는 것으로 추정된다[7]. Fig. 10으로부터,  $2.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 베어링과 오일 출구온도가 약간 증가한것은 시험중 약 98 N의 축하중이 증가하였기 때문이다. 그

림으로부터  $2.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$  유량에서 베어링온도와 오일출구온도가 가장 낮고 두 온도의 차도 가장 작은 점으로부터 냉각이 가장 잘 이루어지고 있다고 판단된다.

오일유량이 증가함에 따라 구동motor의 동력소모량은 미세하게 증가하고 있는데(Fig. 11), 이는 bearing cavity oil의 회전저항에 의한 것이라고 생각된다. 왜냐하면, 유량이  $1.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$  에서  $2.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$  로 증가할때 축하중이 동일하며 단지 유량이  $0.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$  증가한 상태에서 구동motor의 동력소모량이 5.021에서 5.168로 3% 증가하고 있기 때문이다. 그러나, 본시험에서 사용한 오일유량영역내에서는 유량의 변화가 bearing cavity oil에 기인한 회전저항에 영향을 크게 주지 않고 있다(Fig. 12).

1715 N의 축하중을 인가시킨경우도 일반적인 윤활 특성은 823 N의 축하중 인가시와 동일하나(Fig. 11 and 12), 이경우 베어링과 오일 출구 온도는 약  $11^\circ\text{C}$  정도 높은 온도를 보이고 있다(Fig. 13). 그러나, 1715

N의 축하중 인가시는 823 N의 축하중 인가시와 달리 유량이 증가하여도 베어링과 오일출구의 온도가 감소하는 것은 보이지 않는다.

이상의 속도, 하중, 및 오일유량의 변화에 대한 베어링의 운용시 윤활특성변화에서 회전속도가 2000 rpm에서 30000 rpm으로 증가할 때 베어링온도는 0.0008°C/rpm의 상승률을 가지고 16°C증가하였으며, 축하중이 559 N에서 2979 N으로 증가할 때 0.003°C/N의 상승률을 가지고 15°C증가하였고, 823 N의 축하중을 인가시킨경우 오일유량이  $1.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 에서  $2.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 로 증가할 때 4°C 감소하였다. 이로부터 베어링의 운용시 단위속도 및 단위하중증가에 대하여 회전속도보다는 축하중의 증가가 베어링의 온도를 증가시키는데 더 큰 역할을 하고 있다는 것을 알 수 있다. 또한 본 시험에서 사용한 오일유량영역내에서는 오일유량은 베어링의 온도변화에 거의 영향을 미치지 못한다는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

소형 가스터빈엔진에 사용되는 고속ball bearing의 운용시 윤활특성을 베어링의 회전속도, 축하중, 및 오일유량을 변화시키면서 30000 rpm (195만 dmN)의 속도까지 실험적으로 관찰하였다. 실제엔진에 사용되는 bearing support와 housing을 사용하여 베어링의 운용상태를 엔진과 아주 유사하게 구현하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 베어링 온도에 가장 큰 영향을 주는 인자는 회전속도, 축하중, 오일유량 중 축하중이었으며 0.003°C/N의 온도상승율을 보여 주고 있다.
2. 베어링의 회전저항을 야기 시키는 가장 큰 인자는 회전속도이었으며, 이 회전저항은 회전속도가 증가함에 따라 증가하며 운용조건변화에 민감하게 변화한다.
3. 고속 ball bearing에서의 베어링 회전저항의 미세

한 변화를 반경방향의 하중변화를 측정하므로써 가시화할 수 있었다. 회전저항은 시험 시  $1.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 에서  $2.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 까지의 오일유량 내에서는 유량변화에 민감하지 않고 베어링 thermal performance에도 영향을 주지 않았다.

4. 윤활, 냉각, 및 회전저항을 고려할 경우 optimal oil flow rate은 27000 rpm에서  $2.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 이었다.

#### 참 고 문 헌

1. C. C. Moore and F. C. Jones, "Operating Characteristics of High-Speed Bearings at High Oil Flow Rates," ASME 55-Lub-10, Vol. 169, 1955.
2. F. T. Schuller and W. J. Anderson, "Operating Characteristics of 75 Millimeter Bore Ball Bearings at Minimum Oil Flow Rates Over a Temperature Range 500," Lubrication Engineering, pp. 291-298, June 1961.
3. F. T. Barwell and M. J. Hughes, "Some Further Tests on High Speed Ball Bearings," Proceedings of The Institute of Mechanical Engineers, Vol. 169, No. 36, pp. 699-706, 1955.
4. E. V. Zaretsky, H. Signer, and E. N. Bamberger, "Operating Limitations of High-Speed Jet-Lubricated Ball Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 98, No. 1, pp. 32-39, 1976.
5. H. Signer, E. N. Bamberger, and E. V. Zaretsky, "Parametric Study of the Lubrication of Thrust Loaded 120-mm Bore Ball Bearings to 3 Million DN," ASME Journal of Lubrication Technology, Series F, Vol. 95, No. 3, pp. 515-525, 1974.
6. D.N. Olaru and M.D. Gafitanu, "Starvation in Ball Bearings," Wear, 170, pp. 219-234, 1993.
7. R. J. Matt and R. J. Giannotti, "Performance of High Speed Ball Bearings with Jet Oil Lubrication," ASLE Journal of Lubrication Engineering, pp. 316-326, Aug. 1966.