

원심펌프 베어링 유닛의 열신뢰성 분석

문 정 환, 문 승 제*, 이 재 현**

한양대학교 대학원 기계공학과, *한양대학교 기계공학부

Thermal Reliability Analysis of the Bearing Units in a Centrifugal Pump

Jung-Hwan Moon, Seung-Jae Moon*, Jae-Heon Lee**

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received November 18, 2006; revision received February 20, 2007)

ABSTRACT: In this paper, the experimental study has been carried out to investigate the reliability lifetime of two bearing units based on the oil temperature. Measurements for the oil temperature as well as the bearing temperature during normal operation were performed to study the effects of oil viscosity and oil submergence percentages in the two bearing units. The optimal lubrication condition to increase the lifetime of the bearing unit A was found that its viscosity and submergence percentage were VG32 and 25%, respectively. For the bearing unit B, when the oil viscosity and submergence percent were VG32 and 75%, the lubrication condition was the most efficient. Finally, the adjusted rating times of both the bearing units were calculated to be over 28,000 h, which is greater than the minimum adjusted rating times of 25,000 h. Therefore, they satisfied the regulated lifetime of API 610.

Key words: Bearing unit(베어링 유닛), Thermal reliability(열신뢰성), Lubrication(윤활), Viscosity(점도), Adjusted rating time(보정정격수명)

기 호 설 명

h : 오일링이 오일에 잠기는 높이 [mm]
 L : 베어링 수명 [h]
 n : 회전수 [rpm]
 P : 펌프 관내 압력 [Pa]
 s : 오일 유면 높이(유위울) [%]
 T : 펌프 내 온도 [°C]
 V : 오일 부피 [mL]

그리스 문자

ν : 동점성 계수 [cSt]

하첨자

b : 베어링
 d : 토출
 o : 오일
 s : 흡입

1. 서 론

베어링 유닛(bearing unit)은 축과 베어링, 그리고 베어링하우징 일체를 일컫는 말로 펌프의 성

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0425; fax: +82-2-2220-4425

E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

능 향상 및 신뢰성 확보에 가장 중요한 핵심요소이다. 특히 베어링 유닛의 수명과 직결되는 베어링의 수명은 오일에 의한 베어링 윤활과 밀접한 관련이 있다. 오일은 적절한 윤활작용으로 베어링 회전시 발생하는 마찰과 마멸에 의한 과열을 방지하여 장치의 작동을 유지시켜 주는 역할을 한다. 한편 부적절한 점도의 오일과 충분하지 않은 오일량은 베어링의 온도과열을 유발시켜 베어링의 수명을 단축하고, 결과적으로 펌프의 성능저하나 고장을 일으키기도 한다.

베어링과 오일 사이의 윤활과 관련한 연구로는 Han et al.⁽¹⁾은 API 펌프에 대하여 오일의 점도, 오일량, 그리고 펌프 출구의 유량을 변화시켜 가며 베어링과 오일의 과열 및 오일 수명을 예측하여 적절한 오일의 점도와 오일량을 규명하였다. 또한 Nelik⁽²⁾은 유욕법(bath type)의 윤활방식을 사용한 ANSI 펌프 두 가지 모델에 대하여 베어링의 수명연장에 대한 연구를 통해 오일 온도에 따른 베어링의 수명을 이론적으로 산출하고 실제 오일의 작동온도에서 베어링의 수명을 비교 분석하였다.

베어링의 수명을 증대시켜 베어링 유닛의 신뢰성을 향상시키기 위해서는 결국 베어링의 마찰과 마모를 줄일 수 있는 점도의 오일을 선정하고 적절한 오일량으로 펌프를 가동시켜야 할 것이다. 본 연구에서는 두 가지 종류의 API(American Petroleum Institute) 610⁽³⁾ 원심펌프용 베어링 유닛을 선정하여 오일 종류와 오일링이 잠기는 유면의 높이 변화에 따른 오일의 온도 특성을 파악하여 각 베어링 유닛의 최적 윤활조건을 제시하고자 하였다. 또한 이때의 베어링의 수명을 분석하여 베어링 유닛의 열신뢰성을 비교해 보았다.

2. 베어링 유닛의 신뢰성과 베어링 수명

베어링 유닛의 신뢰성은 베어링 유닛의 수명이 좌우하며 수명에 영향을 미치는 인자로는 설계시 공차, 축과 베어링의 연결상태, 베어링의 수명, 그리고 하우징 내의 오일상태 등 매우 다양하다. 기존의 베어링 유닛의 고장사례를 살펴보면 대다수의 원인이 베어링에서 나타나며, 오일의 상태에 따라 발생하는 고장 역시 베어링에서 나타나고 있다. 이는 베어링 유닛의 수명은 베어링의 수명이 좌우한다고 할 수 있으므로 베어링 유닛의 수

명에 가장 큰 영향을 미치는 베어링의 수명을 베어링 유닛의 수명과 동일하게 판단할 수 있는 근거가 된다.

KS B 2019⁽⁴⁾에 따르면 속도가 일정할 때 베어링의 기본정격수명(basic rating life, L_{10})은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{n \times 60} \quad (1)$$

여기서, C 는 동정격하중(kN), P 는 정정격하중(kN), n 은 베어링의 회전수(rpm)이며, 정정격하중⁽⁵⁾은 다음과 같이 계산된다.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2)$$

여기서, F_r 은 경방향 하중(kN), F_a 는 축방향 하중(kN), 그리고 X 와 Y 는 각각 경방향 하중계수와 축방향 하중계수이다.

한편 하중만을 고려한 기본정격수명(L_h)은 신뢰도, 베어링 재질, 윤활막두께, 윤활틈새의 청정도, 윤활첨가제, 베어링 종류 등에 따라 실제 베어링의 수명과 차이가 있다. 위의 이러한 요소들이 포함된 수명을 보정정격수명(adjusted rating life, L_{na})⁽⁴⁾이라고 하며, 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \quad (3)$$

여기서 a_1 은 신뢰도계수, a_2 는 재료계수, a_3 는 사용조건계수이다. a_1 은 신뢰도 90%인 경우가 일반적이며 이때의 값은 1이다. a_2 는 재료 특성에 따라 일률적으로 규정할 수 없으며 수명 시험결과나 경험에 바탕을 두고 있는 실정이나 재료의 조성이나 특별한 성분의 재료를 사용하지 않는 한 보통 1로 한다. 또한 a_3 는 윤활조건과 오일온도 등의 영향을 고려한 값으로 선정된 베어링마다 사용조건에 따라 달라진다.

본 연구에 선정된 베어링의 a_3 선도⁽⁶⁾를 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1에서 k 는 정격 점도(rated viscosity)와 운전 점도(operating viscosity)의 비인 점도비(viscosity ratio)로 정격 점도는 베어링의 내외경 평균 지름과 회전수에 의해 결정되며, 운전 점도는 실제 운전시 베어링의 접촉 면에서

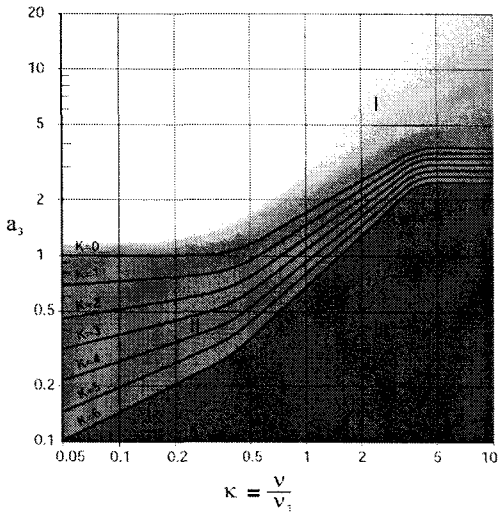


Fig. 1 Diagram of a_{23} in the present bearing.

운환되는 오일의 점도로 오일의 온도측정을 통해 산정할 수 있다.

3. 연구모델

3.1 베어링 유닛

본 연구에 사용된 두 가지 모델의 베어링 유닛의 단면도와 외부 모습을 임펠러 케이싱을 포함하여 Fig. 2에 나타내었다.

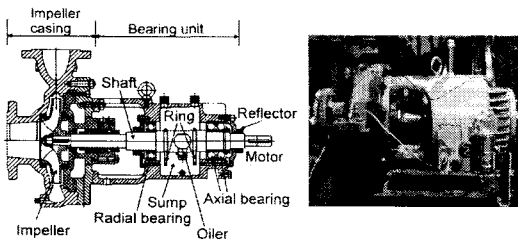
두 베어링 유닛 내의 축과 베어링의 크기는 같으며 운환방식도 동일하다. 운환방식은 비산급유법(ring type)으로 유욕법(bath type)과 달리 베어링이 직접 오일에 접촉하지 않고 주위에 있는 차차나 회전링 등의 회전에 의해 오일을 분산시켜 운환하는 방식으로 유욕법보다 베어링의 온도가 낮은 장점이 있다.

베어링 유닛 A의 경우 전동기 방향에 스러스트 베어링 2개와 임펠러 방향에 래디얼 베어링 1개가 부착되어 있다. 축에는 베어링의 운환을 위해 내경 90 mm, 두께 5 mm인 오일링이 2개 부착되어 있으며, 오일통(oil sump)의 체적은 길이와 폭은 각각 232 mm와 174 mm이다. 베어링 유닛의 하우징 표면에는 오일통 내부의 유면 높이를 확인할 수 있도록 사이트글래스(sightglass)가 설치되어 있으며, 운전 중 오일을 보충하기 위한 오일러(oiler)가 장착되어 있다.

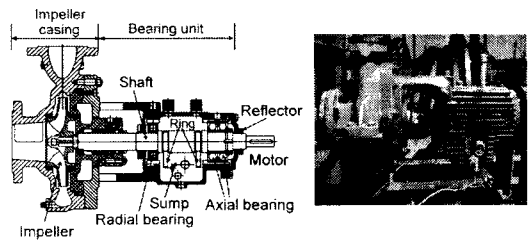
베어링 유닛 B는 베어링 유닛 A와 동일한 축과 베어링을 사용하였으나 오일통의 체적이 감소하였고 베어링 하우징의 표면적은 증가하였다. 오일통의 길이와 폭은 각각 162 mm와 133 mm로 기존 베어링 유닛에 비해 바닥면적이 약 46% 감소하였으며 바닥까지의 깊이는 기존 베어링에 비해 10 mm 증가하여 전체 오일통의 체적은 기존 베어링 유닛에 비해 약 35% 정도 감소하였다. 오일링 내경은 100 mm로 베어링 유닛 A에 비해 10 mm 증가하였는데 이는 베어링 유닛 B의 오일통의 깊이가 증가하면서 같은 크기의 오일링으로는 원활한 운환을 기대하기 어렵기 때문이다. 또한 베어링 하우징 표면에 다수의 방열핀을 부착함으로써 방열 표면적이 베어링 유닛 A에 비하여 18% 정도 증가하였다.

3.2 오 일

본 연구에서 베어링의 운환을 위해 사용한 오일은 ISO VG32, VG46, 그리고 VG68의 터빈유로 이들의 동점성계수는 온도가 40°C일 때 각각 32, 46, 68 cSt⁽⁷⁾의 값을 가지며 같은 온도에서 열전도계수는 각각 0.1141, 0.1137, 0.1131 W/mK이고, 비열은 각각 502.8, 501.0, 498.2 J/kgK이다.



(a) Pump and bearing unit A



(b) Pump and bearing unit B

Fig. 2 Sectional plan and photo of bearing units in the present study.

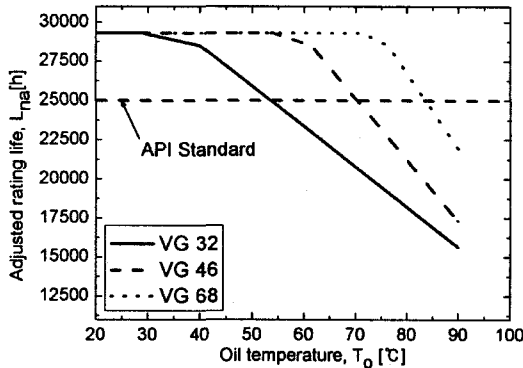


Fig. 3 Adjusted rating life with oil temperature in the present bearing.

3.3 베어링

본 연구에 사용된 베어링은 FAG 6310 C3 깊은 홈 볼 베어링과 FAG 7311 B 앵글러콘택트 볼 베어링이다. 축을 기준으로 임펠러 방향에 위치한 깊은 홈 볼 베어링은 래디얼 베어링이고, 전동기 방향의 축에 위치한 베어링은 단일 앵글러콘택트 볼 베어링 2개를 조합한 액시얼 베어링이다. 여기서 베어링의 수명은 더 높은 부하에서 작동하는 액시얼 베어링에 의해 좌우되므로 이를 수명 평가 베어링으로 선정하였다.

사용된 베어링의 내경은 55 mm, 외경은 120 mm, 동정격 하중은 78 kN이며, 펌프 설계시 베어링의 축방향 하중은 9 kN, 경방향 하중은 4 kN로 설계되었다. 그리고 식(2)에서 액시얼 베어링의 경방향 하중계수는 0.57, 축방향 하중계수는 0.93이다.⁽⁴⁾

본 연구에 사용된 베어링의 오일온도에 따른 보정정격 수명을 세 종류의 오일에 대해 이론적으로 계산하여 이를 Fig. 3에 나타내었다. API Standard⁽³⁾에 따르면 펌프 내 베어링의 최소 보정정격 수명을 25,000 h로 규정하고 있다.

4. 실험장치 및 방법

4.1 실험장치

본 연구에서는 오일 종류와 유면의 높이 변화에 따라 두 가지 베어링 유닛의 수명을 평가하기 위하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구성하였다.

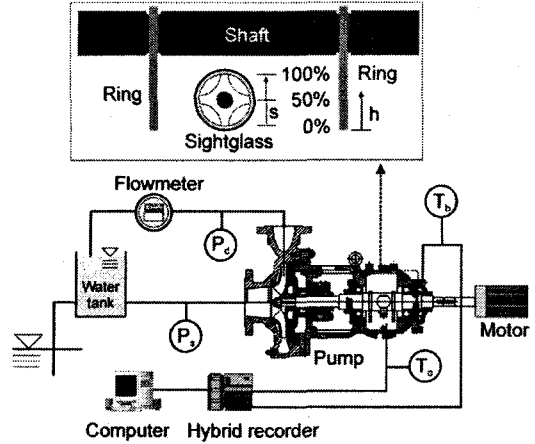


Fig. 4 Schematic of experiment apparatus and test conditions.

원심펌프는 전력 11 kW, 주파수 60 Hz, 전압 460 V, 전류 19.6 A, 그리고 회전수가 3,550 rpm인 2극 전동기로 구동되며 펌프의 흡입 파이프 직경은 50 mm, 토출 파이프 직경은 40 mm이다.

펌프로 작동유체를 공급하기 위한 물탱크와 펌프 토출유량을 측정하기 위한 전자식 유량계가 설치되어 있다. 그리고 펌프의 토출압력(P_d)과 흡입압력(P_s)을 측정하기 위하여 압력계를 설치하였고 오일의 온도(T_o)와 베어링의 온도(T_b)를 측정하기 위하여 T-type의 열전대를 사용하였다. 또한 온도 측정 데이터 수집을 위한 하이브리드 레코더와 이를 저장하기 위한 컴퓨터로 실험장치를 구성하였다.

4.2 실험방법

오일 종류를 VG32, VG46, VG68로 바꾸어 가면서 각각의 오일에 대해 유면 높이에 따른 오일과 베어링의 온도를 측정하였으며, 펌프 가동 전 오일링이 오일에 잠기는 높이(h)에 따라 Fig. 4의 사이트글래스에서 보이는 유면 높이(s)를 파악하여 이를 유위율로 정의하고 유위율에 따른 오일량(V)을 Table 1에 나타내었다.

한 가지의 유위율에 대한 베어링과 오일온도의 측정이 끝나면 조건을 바꾸어 실험하기 전에 사용한 오일은 폐기하고 베어링 유닛을 충분히 냉각시킴으로써 조건에 따른 실험의 초기상태를 같게 하였다. 모든 실험시 펌프는 토출량 20 m³/h,

Table 1 Submerged ring height and oil volume with oil submergence percentages

| s (%) | h (mm) | V (ml) | |
|-------|--------|----------------|----------------|
| | | Bearing unit A | Bearing unit B |
| 0 | 4.0 | 1100 | 780 |
| 25 | 10.5 | 1250 | 880 |
| 50 | 17.0 | 1425 | 980 |
| 75 | 23.5 | 1600 | 1080 |
| 100 | 30.0 | 1750 | 1180 |

흡입압력 19.6 kPa, 그리고 토출압력 784.5 kPa로 일정하게 유지시키면서 베어링과 오일의 온도변화가 없는 정상상태까지 가동시켰다. 데이터 수집은 정상상태에 도달할 때까지 30초에 한 번씩 이루어졌으며 펌프 가동 전 물의 초기온도는 18 °C로 외기온도와 동일하였다.

5. 실험결과 및 고찰

오일 VG32, VG46, 그리고 VG68을 사용하고 유위율을 0%에서 100%로 25%씩 증가시켜 가면서 두 가지 베어링 유닛의 오일과 베어링의 정상상태 온도특성을 살펴보았다. 베어링과 오일의 온도는 각각의 실험 경우에 대해 2회 반복 시험한 후 평균한 데이터를 사용하였으며 최적의 윤활조건에서 베어링의 수명을 분석하였다.

5.1 베어링 유닛 A

베어링 유닛 A에 대해 펌프에 사용되는 오일

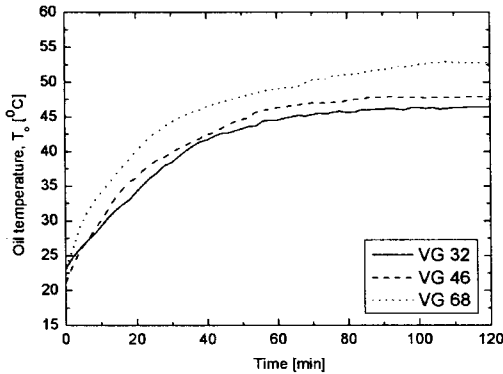


Fig. 5 Transient variation of oil temperature with oil viscosities in bearing unit A.

종류에 따라 펌프의 정상상태 운전시 오일과 베어링의 온도변화를 유위율이 100%인 경우에 대하여 Fig. 5에 나타내었다.

오일온도는 사용한 오일 종류에 따라 약간의 차이는 보이나 약 100분 경과 후 정상상태에 도달하는 것으로 나타났다. 오일 종류가 VG32인 경우 오일의 온도는 46.4 °C, VG46의 경우 48.0 °C, VG68의 경우 52.8 °C로 측정되었다. 점도가 높은 오일을 사용할수록 오일의 온도가 높아짐을 알 수 있으며 이는 점도가 높은 오일을 사용할수록 오일링과 축의 마찰이 커지면서 오일링 회전에 의한 윤활이 방해되기 때문이다. 베어링 유닛 A의 경우 오일의 온도 상승을 줄이기 위해서는 점도가 가장 낮은 VG32를 사용하는 것이 유리함을 알 수 있다. 이는 Han⁽¹⁾의 연구결과와도 잘 일치한다.

세 종류의 오일을 사용하여 유위율에 따라 측정된 베어링 유닛 A의 오일온도를 Fig. 6에 나타내었다. 유위율이 증가함에 따라 오일온도는 증가하는 경향을 나타내며, 점도가 큰 오일을 사용할수록 같은 유위율에서 오일온도는 높게 나타났다.

유위율이 0%인 경우 오일의 종류에 상관없이 오일의 온도는 28 °C로 일정하였는데 펌프 작동시 축 회전에 의하여 오일링이 오일에 거의 닿지 않아 오일 점도 차이의 영향을 전혀 받지 않았기 때문이며 베어링의 마찰열이 전달되지 않았음을 알 수 있다.

유위율이 25%인 경우 오일의 온도는 유위율이 0%인 경우에 비해 VG32는 7 °C, VG46은 10 °C, VG68는 15 °C 정도 상승하였는데 이는 축과 베어링의 마찰열이 오일링에 의해 오일에 전달되기

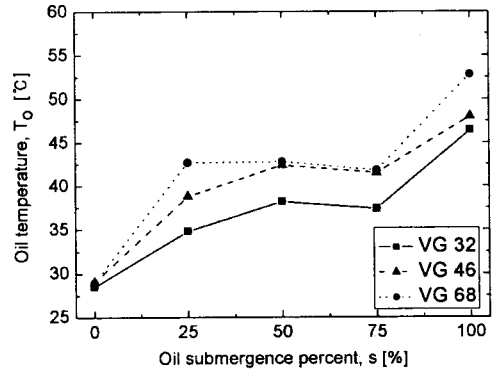


Fig. 6 Variation of oil temperatures with oil submergence percent of bearing unit A.

시작하면서 온도 상승을 유발하였기 때문이다.

유위율이 50%에서 75%까지 증가하여도 오일의 온도가 오히려 1°C 정도 감소하는 것은 유위율이 75%인 경우가 유위율이 50%인 경우에 비해 베어링의 윤활에 적합한 양으로 오일링이 오일을 퍼올리면서 베어링과 축의 마찰열을 줄였기 때문인 것으로 판단된다.

유위율이 100%인 경우 오일의 온도는 오일 종류에 관계없이 유위율이 75%일 때보다 10°C 이상 증가하였다. 오일의 온도가 가장 높은 이유는 오일링이 오일에 많이 잠겨 오일을 원활히 퍼올리지 못하고 오히려 정체되어 윤활을 방해하였을 뿐만 아니라 베어링에 외륜까지 오일이 잠기게 되어 베어링의 마찰열이 그대로 오일에 전달되었기 때문이다.

동일한 조건 하에서 측정한 베어링 유닛 A의 정상상태 베어링 온도를 Fig. 7에 나타내었다. 베어링의 온도는 정성적으로 Fig. 6의 오일온도와 유사한 경향을 나타내었다. 유위율이 0%인 경우 베어링의 온도와 오일온도는 6~8°C 정도로 가장 큰 차이를 보였으며 유위율이 증가할수록 베어링과 오일의 온도차는 줄어들었다. 특히 유사한 윤활상태가 조성되었다고 판단된 유위율 50%와 75%에서는 베어링과 오일의 온도는 1°C 이하였다.

베어링 유닛 A의 경우 오일온도와 베어링의 온도가 가장 낮게 유지되는 경우는 오일 종류가 VG32이고 유위율이 0%일 때이다. 그러나 일반적으로 비산급유법(ring type)을 사용하는 원심펌프의 경우 유위율이 50%인 경우를 기준으로 축

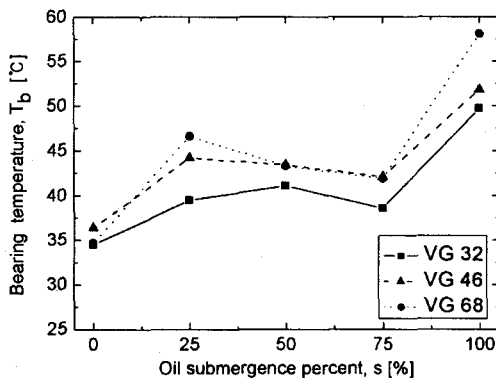


Fig. 7 Variation of bearing temperature with oil submergence percent of bearing unit A.

과 오일링의 크기 등을 설계하여 운전되도록 한다. 만약 유위율이 25% 미만인 매우 적은 양의 오일을 사용하여 펌프를 가동하게 되면 가동 후 축의 회전 관성에 의해 오일링이 유면보다 위에 놓이게 된 상태로 회전되기 때문에 오일을 퍼올리는 윤활작용을 거의 하지 못하게 된다.

따라서 실험에 사용된 펌프가 주로 사용되는 플랜트 설비 등에 유위율이 적은 상태로 장기간 운전하게 되면 베어링의 과열 및 펌프 고장을 일으킬 가능성이 높아지게 된다. 본 연구의 경우 최적의 윤활조건 범위를 25~75%로 제한한다면 가장 적절한 윤활은 오일 종류가 VG32이고 유위율이 25%인 경우에 이루어진다고 할 수 있다.

오일 종류가 VG32이고 유위율이 25%인 경우 오일온도는 34.8°C로 Fig. 3을 이용하여 구한 베어링 유닛 A의 보정정격 수명은 28,700 h로 API 기준 수명 25,000 h를 만족하는 것으로 나타났다.

5.2 베어링 유닛 B

베어링 유닛 B에 대해 펌프에 사용되는 오일 종류에 따라 펌프의 정상상태 운전시 유위율이 100%인 경우에 대하여 시간에 따른 오일과 베어링의 온도변화를 Fig. 8에 나타내었다.

오일의 온도가 정상상태까지 도달하는 경향은 베어링 유닛 A의 경우와 매우 유사한 경향을 보이거나 도달시간은 약 80분 정도로 베어링 유닛 A에 비해 빨리 도달하는 것으로 나타났다. 정상상태에 도달한 후 오일의 온도는 VG32인 경우 39.5

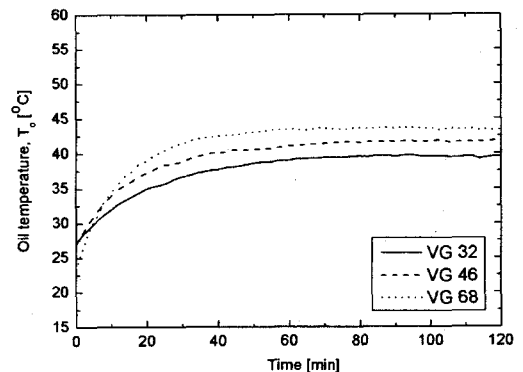


Fig. 8 Transient variation of oil temperature with oil viscosities in bearing unit B.

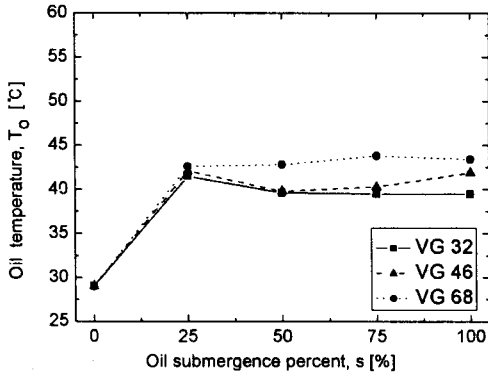


Fig. 9 Variation of oil temperature with oil submergence percent of bearing unit B.

°C, VG46의 경우 41.9°C, VG68의 경우 43.4°C로 측정되었다. 베어링 유닛 B의 경우에도 베어링 유닛 A와 마찬가지로 점도가 높은 오일을 사용할수록 오일의 온도는 높으며 VG32의 경우가 오일의 온도 상승이 가장 작게 나타났다.

세 종류의 오일을 사용하여 유위율에 따라 측정된 베어링 유닛 B의 오일 온도를 Fig. 9에 나타내었다. 오일온도는 유위율이 25%일 때까지 증가하다가 그 이후 일정한 온도를 나타내고 있으며, 점도가 큰 오일을 사용할수록 오일온도는 높게 나타났다. 또한 베어링 유닛 B의 오일온도는 VG32의 일부 유위율을 제외하면 상대적으로 적은 70%의 오일량으로도 베어링 유닛 A의 오일온도와 거의 차이가 없다는 것을 알 수 있다. 이는 증가된 방열면적으로 인하여 오일에 전달되는 마찰열을 베어링 유닛 B에서 하우징 외부로 많이 방출하기 때문인 것으로 판단된다.

유위율이 0%인 경우에도 베어링 유닛 A와 유사하게 오일의 종류에 상관없이 오일온도는 29°C였으며 베어링 마찰열의 영향을 전혀 받지 않았음을 알 수 있다. 유위율이 25%인 경우 오일의 온도는 유위율 0%에 비해 13°C 정도 급격히 상승하였다. 이는 축과 베어링의 마찰열이 오일링에 의해 오일에 전달되기 시작하면서 온도 상승을 유발한 것으로 판단된다.

유위율이 25% 이후에는 유위율이 증가하여도 오일온도가 일정하게 나타나 유위율 25~100% 구간에서는 오일링에 의한 윤활이 일정하게 조성되고 있음을 짐작할 수 있다.

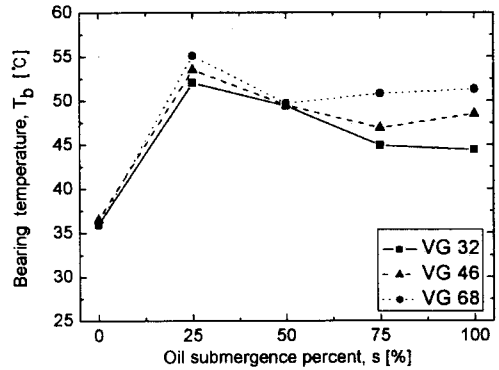


Fig. 10 Variation of bearing temperature with oil submergence percent of bearing unit B.

유위율이 100%인 경우 오일의 온도가 베어링 유닛 A와 달리 급격하게 증가하지 않고 오히려 낮게 나타난 것은 베어링 유닛 B의 오일통이 깊어지면서 오일이 베어링의 외륜까지 닿지 않고 베어링의 마찰열만이 전달되기 때문인 것으로 판단된다.

같은 실험조건 하에서 베어링 유닛 B의 정상 상태 베어링 온도를 Fig. 10에 나타내었다. 베어링의 온도는 유위율이 0%인 경우 베어링의 온도는 Fig. 9의 오일온도와 비교하였을 때 7°C의 차이를 보였으며 유위율이 25%일 때 베어링의 온도는 50°C 이상으로 오일과의 온도차가 가장 크게 나타났다. 유위율이 25%인 경우 베어링의 온도와 오일의 온도가 세 종류의 오일 모두 가장 높게 나타나 과열상태가 조성되었음을 알 수 있다.

유위율이 50% 이후 유위율이 증가할수록 VG32의 경우 베어링의 온도가 5°C 이상 감소하였으며 VG46과 VG68의 경우에는 거의 일정한 온도를 유지하였다.

베어링 유닛 B의 경우 오일온도와 베어링의 온도가 가장 낮게 유지되는 경우는 베어링 유닛 A와 마찬가지로 오일 종류가 VG32를 사용하고 유위율이 0%일 때이다. 하지만 베어링 유닛 A와 동일한 이유로 가장 적절한 윤활조건은 유위율이 75%와 100%인 경우에 조성된다고 할 수 있다. 여기서 두 유위율에서의 오일 온도차는 0.5°C로 오일량을 고려할 경우 베어링 유닛 B의 최적 윤활조건은 상대적으로 적은 오일을 사용하는 유위율 75%에서 조성된다고 할 수 있다.

오일 종류가 VG32이고 유위율이 75%인 경우 오일온도인 39.5°C를 Fig. 3의 보정정격 수명선도를 이용하여 구하면 베어링 유닛 B의 보정정격 수명은 28,200h로 마찬가지로 API 기준 수명인 25,000h를 만족하는 것으로 나타났다.

6. 결 론

본 연구에서는 두 가지 베어링 유닛에 대해 오일 종류와 유위율에 따른 오일과 베어링의 온도 특성을 분석하고 실제 운전상태에서 오일온도에 따른 베어링의 보정정격 수명을 산정하여 열신뢰성을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 베어링 유닛의 수명은 실제 펌프 가동시 신뢰도와 사용조건이 고려된 보정정격 수명으로 산정하는 것이 합리적이라 할 수 있다.

(2) 베어링 유닛 A의 최적의 윤활상태는 오일 종류가 VG32이고, 유위율이 25%인 경우에 조성되며 이때의 보정정격 수명은 28,700h로 API 기준을 만족시킨다.

(3) 베어링 유닛 B의 최적의 윤활상태는 오일 종류가 VG32이고, 유위율이 75%인 경우에 조성되며 이때의 보정정격 수명은 28,200h로 베어링 유닛 A와 거의 동일한 수명을 가진다.

(4) 베어링 유닛 B가 베어링 유닛 A과 거의 동일한 수명을 갖는 것은 적은 오일을 사용하면서도 베어링 하우징의 방열면적을 증가시켜 하우징 외부로의 열전달을 촉진시켰기 때문이다.

후 기

본 연구는 2004 중소기업·소재기업 신뢰성향상지원사업의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Han, S. K., Kang, B. H. and Lee, B. J., 2004, Prediction of oil lifetime due to overheating of oil and bearing housing in a pump, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 5, pp. 408-413.
2. Nelik, L., 1993, Bearing life extension and reliability features of modern ANSI pumps, The 2nd International Conference on Improving Reliability in Petroleum Refineries and Chemical and Natural Gas Plants.
3. API Standard 610, 2004, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries.
4. KS B 2019, 2001, Methods of evaluating dynamic load ratings for rolling bearings.
5. KS B 2020, 2001, Static load ratings for rolling bearings.
6. FAG Bearing Catalog (WL 41520/3 KA), 2002.
7. KS M 2120, 2001, Turbine oils, Korea Standards Association.