

자이로의 신뢰성 예측모델에 관한 연구

백 순흠*, 문 홍 기**, 김 호 통***

*연세대학교 기계공학과 대학원

**국방과학연구소

***연세대학교 기계설계학과

A Study on The Reliability Prediction Model of Gyroscope

S. H. Back, H. K. Mun, H. R. Kim

ABSTRACT

Key words : Gyroscope (자이로스코프), Reliability Prediction Model (신뢰성예측모델), Performance Reliability (성능신뢰성), Technical Reliability(기술적 신뢰성)

The objective of this study is to develop the reliability prediction model for Float Rated Integrating Gyroscope(: FRIG) at maximum loading. The equation of motion for FRIG is firstly derived to set up the reliability prediction model. To analysis reliability for all parts of the gyro is not easy due to their complicated structure. Therefore the failure parts are chosen by Failure Mode Effective Analysis(: FMEA). F.E.M is utilized to calculate loads for the selected rotating assembly and pivot / jewel. The technical reliability is calculated by applying reliability design theory with these results and the performance reliability is sought through distribution estimation with error test data. The bulk reliability of gyroscope is sought by applying the two results. The present prediction results are compared with the accumulation time in good agreement

1. 서 론

신뢰성이란 시스템이 주어진 환경조건하에서 주어진 기간 동안, 주어진 기능을, 주어진 수준 이상으로, 수행할 확률로 정의한다. 일반적인 시스템은 이에 준하여 신뢰성을 구할 수가 있으나 정밀도가 요구되며 고가이고 정비가 불가능한 일회성 장비(one-shot device)는 일반 시스템처럼 고장 데이터를 가지고 시간의 변화에 따른 고장율을 구할 수가 없기 때문에 이와 같은 일회성 장비에 대해서 신뢰성을 산출할 수 있는 연구의 중요성이 부각되고 있다. 따라서 본 연구에서는 시간의 변화에 따라 고장율을 구하는 것이 불가능한 시스템중의 하나인 자이로스코프를 대상으로 하였다.

자이로스코프란 물체에 대한 관성을 이용하여 항체(vehicle)의 회전각이나 각속도를 측정함으로써 항체의 회전운동에 대한 정보를 제공하여 항체의 위치, 자세 등을 결정할 수 있게하는 장치로 광성항법장치의 핵심부분이다. 이들 종류에는 기계(mechanical), 전자, 광(fiber) 그리고 레이저 자이로스코프등으로 분류되며, 이중 널리 사용되는 기계적 자이로스코프로는 각속도 적분형자이로스코프(Floated Rated Integrated Gyroscope : FRIG)와 동조 자이로스코프(Dynamically Tuned Gyroscope : DTG)가 있다.⁽¹⁾

본 연구에서는 기계적 자이로스코프중 정밀한 계측기기로 인정받고 있으며 일회성 장비의 하나인 FRIG를 대상으로 신뢰성 예측모델을 개발 하였다. 자이로에 대한 일반적인 연구로는 Robert⁽²⁾가 운동 방정식을 유도하고 제반 설계 변수들에 대한 기준을 설정하였으며, Taft⁽³⁾는 근사 해법을 사용하여 평균 각 변위 오차를 구하였다. 오문수⁽⁴⁾는 오차의 원인을 분석하고 설계 기준을 검토하였으며 시험을 실시하였다. Singh⁽⁵⁾는 자이로스코프의 스피ن 축에서 불확실하게 발생하는 각속도 오차를 이론적으로 분석하였다. 한편 자이로에 대한 신뢰성 연구로는 Motyka⁽⁶⁾가 여러 개의 자이로스코프로 구성되어 있는 김벌 시스템에서 Markov 모델을 이용하여 최적의 자이로스코프 갯수를 구하였으며 Duma⁽⁷⁾는 동조 자이로스코프(DTG)에 대해 치명적인 고장부품들에 대한 신뢰성을 분석하기 위하여 고장 형태 및 영향 분석⁽⁸⁾을 이용하여 회전결합체의 베어링과 축을 선정하고 이에 대한 기술적 신뢰성(technical reliability)과 성능 신뢰성(performance reliability)을 구한 후, 이로부터 전체 신뢰성을 계산하였다.

위와 같은 기존의 연구방법들은 정하중 상태와 온도만을 고려하여 신뢰성을 계산하였다. 그러나 실제로 자이로스코프에 작용되는 입력은 계속적으로 변화되기때문에 동적상태와 작동환경을 고려해야하나 이와 같은 연구는 지금 까지 찾아 보기 힘들다.

따라서 본 연구에서는 작동환경을 고려한 각속도 적분형 자이로스코프(FRIG)의 신뢰성 예측 모델을 개발하기 위하여 기 유도된 1자유도 각속도 적분형 자이로스코프의 운동방정식으로 부터 오차요소를 분석한다. 많은 부품으로 구성된 자이로스코프 전체에 대한 신뢰성분석을 할 수 없으므로 고장형태 및 영향분석을 실시하여 고장 부품에 대해서만 신뢰성 분석을 실시한다. 성능 신뢰성은 오차측정자료⁽⁴⁾를 이용하여 분포를 추정하여 성능 신뢰성 함수(reliability function)와 결합평균시간(Fault Time To Failure :MTTF)으로부터 구하여지며 기술적 신뢰성은 부하를 산출하고 그것에 신뢰성 이론⁽⁹⁾을 적용하여 계산하였다. 그리고 자이로스코프 전체의 신뢰성은 두 결과로부터 구해지며 구해진 결과는 시험결과와 비교하였다.

2. 본 론

2.1. 운동 방정식

Fig.1에 나타낸 FRIG는 회전결합체와 출력축 지지기구인 Pivot/Jewel의 홀로트 시스템, 그리고 재평형 루프루 구성 되어 있으며 케이스좌표계(ira, ora, sra)와 각운동량 보존법칙을 이용하여 구한 운동방정식은 다음과 같다⁽¹⁰⁾.

$$J_o \ddot{A}_o + C_{\infty} \dot{A}_o + K_{\infty} A_o = H_r \omega_{ira} + M_{lg} : \text{자이로 모델}$$

$$- J_o \omega_{ora} : \text{출력축 각속도 토크}$$

$$- H_r \omega_{sra} A_o : \text{교차 커플링 토크}$$

$$+ (J_s - J_i) \omega_{ira} \omega_{sra} : \text{비등관성우력 토크}$$

$$+ (\omega_{ira}^2 - \omega_{ora}^2) A_o (J_s - J_i) : \text{비등관성}$$

$$\text{커플링 토크}$$

$$+ U_m : \text{불확정토크} \quad (1)$$

여기서, A_o 는 회전출력축의 검출각, M_{lg} 는 토키에서 홀로트에 가해주는 토크, ω_{ira} , ω_{ora} , ω_{sra} 는 케이스의 입력, 출력, 스핀축 방향의 입력 각속도, H_r 는 홀로트의 스핀축 각운동량, C_{∞} 와 K_{∞} 는 각각 회전자와 케이스의 감쇠 및

탄성계수이고, J 는 홀로트의 관성 모멘트이며 하첨자 i 는 입력, o 는 출력, 그리고 s 는 회전축을 나타낸다. 그리고 각속도와 관련한 불확정 오차토크 U_m 은 각속도와 관련하여 다음과 같다.

$$U_m = Mf(a^0) + Mf(a^1) + Mf(a^2) \quad (2)$$

여기서, a^0 , a^1 , a^2 는 자이로스코프에 인가되는 입력가속도성분의 차수이다. 식(1)에서 스핀 각운동량(H_r)이 다른 항에 비해 매우 크며, $C_{\infty} \gg K_{\infty}$ 이라는 것을 고려하고⁽⁴⁾ 선형화 시키기 위해 커플링 항을 생략하면 다음과 같은 운동방정식이 된다.

$$J_o \ddot{A}_o + C_{\infty} \dot{A}_o = H_r \omega_{ira} + M_{lg} + U_m \quad (3)$$

2.2. 고장 형태 및 영향 분석

많은 부품으로 구성되어 있는 복잡한 자이로 각각의 구성품에 대하여 신뢰성 분석을 실시한다는 것은 곤란하다. 따라서 시스템의 신뢰성에 중요한 영향을 미치는 부품들을 선정하여 신뢰성을 분석하게 된다. 이러한 방법과 절차를 기술한 것이 고장형태 영향 및 영향 분석이다. 이와 같은 FMEA분석은 고장 데이터를 이용하여 실시하나, 고장 데이터가 없는 초도 설계나 일회성 장비는 초도 생산품(prototype)시험시의 데이터, 운영자의 경험 그리고 이론적 분석을 통해 정성적으로 분석을 실시하게 된다. 자이로스코프가 일회성 장비이므로 이론적인 분석과 운영자의 경험을 통해서 고장 형태 및 영향 분석 절차에 따라서 정성적으로 분석을 실시한 결과 Table 1과 같이 산출되었다. 여기서 자이로스코프 전체 신뢰성에 파국적인 손실을 초래하는 고장 형태 및 부품으로는, 각 운동량을 발생시키는 회전 결합체 부분과 출력축 지지 기구인 홀로트를 선정하였는데 그 이유는 고장발생 부품으로 인해 시스템이 정지되며 전체에 영향을 미치므로 가속도 1등급으로 선정하였다.

2.3. 신뢰성 예측 모델

자이로스코프는 정밀계측기기이므로 고장이 발생할 확률을 산출하는 것 외에도 자이로가 가동을 하는 기간 동안, 복합적으로 발생하는 오차요소 즉, 결합 요소에 의해서 성능이 시간에 따라 어떻게 감소되는가를 파악하는 것도 중요하다.

따라서 본 연구의 신뢰성 예측 모델에서는 고장이 발생할 확률을 기술적 신뢰성으로, 오차로 인한 성능 감소 정도는 성능 신뢰성으로 구분하여 예측 모델을 구한다. 여기서 기술적 신뢰성 산출시는 자이로스코프가 일회성 장비이므로 고장 자료(failure data)분석법 대신 부하 강도 간섭 이론과 같은 신뢰성 이론을 적용하여 산출하므로 기술적 신뢰성 값은 일정한 확률 값으로 계산된다. 그리고 전체의 신뢰성 예측 모델은 위에서 구한 기술적 신뢰성과 성능 신뢰성 예측 모델의 관계가 조건적 확률 관계라는 것을 이용하여 구한다.

한편, 이와 같은 예측 모델을 구할때 치명적인 부품으로 선정된 요소의 고장은 부하만이 고장의 원인이 되고, 그 외 부품의 고장은 발생하지 않는다고 가정하였다.

2.3.1 성능 신뢰성 (R_{pe})

식(3)을 Laplace 변환시켜 회전각을 구하면 다음과 같다.

$$A_o = \frac{1}{C_{\infty} s \left(\frac{J_a}{c_{\infty}} s + 1 \right)} (H_r s A_{inv} + M_{ig} + U_m) \quad (4)$$

여기서, 불확정 오차 토오크 U_m 가 토오크 발생기 (torquer)에 의해서 홀로트에 가해주는 토오크 M_{ig} 와 같다면 회전각은 스프링 각운동량에 비례하여 일정하기 때문에 오차는 발생하지 않는다. 그러나 식(1)에서 비선형항의 존재, 가정 사항의 이완 등으로 M_{ig} 와 U_m 은 항상 같지 않기 때문에 다음과 같은 오차가 발생하게 된다.

$$\text{error rate} = (Mtg - [Mf(a^0) + Mf(a^1) + Mf(a^2)]) / H_r \times 1000 \quad (^\circ / \text{hr}) \quad (5)$$

이와 같이 발생하는 오차에 대한 산출 방법으로는 수식을 사용하여 모델링하는 방법과 오차를 측정하여 산출하는 방법이 있는데 오차가 복합적으로 작용하기 때문에 신뢰성 분석시는 오차 측정 자료를 이용하여 신뢰성을 분석하게 된다. 성능 신뢰성이란 이러한 오차에 대해서 확률적으로 분포를 추정하고, 이것을 이용하여 신뢰성 함수를 산출함으로써 자이로스코프의 성능을 확률적으로 평가하는 것이다.

이때, 분석시 사용되는 데이터는 회전 결합체와 Pivot / Jewel의 성능에 영향을 미치는 질량불균형 안정도 오차 (mass unbalance stability error), 바이어스 안정도 오차 (bias stability error)를 측정함으로써 Table A와 같다. 이러한 데이터는 수년동안 1회에 10시간씩 년 3-5회 정도 측정된 것중 결함이 발생한 횟수와 누적시간을 요약하여 표시한것이다. 신뢰성을 분석하기위해 사용되는 분포는 형태매개변수 β 값에 따라 여러 가지 분포의 형태를 가지며, 각종 기계시스템에 적합한 고장률분포를 제공하는 Weibull 분포를 이용한다. 이때 Weibull 밀도함수, 신뢰성 함수, 고장률 그리고 결합평균시간은 각각 다음과 같이 구하여지며,

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t}{\eta} \right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta} \quad (6)$$

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta} \quad (7)$$

$$\text{MTTF} = \int_0^\infty R(t) dt \quad (9)$$

여기서, t 는 시간, 수명 β 는 형상매개변수, η 는 규모매개변수이며 이때, 각 매개변수의 값은 최소자승법에 의해서 구하여지며 검증은 Kolmogorov-Smirnov의 적합성검증법을 적용한다⁽⁹⁾.

2.3.2 기술적 신뢰성 (R_{te})

기술적 신뢰성이란 자이로스코프의 모든 요소들이 작동한 후 임무를 고장(failure)없이 성공적으로 임무를 완수할 확률이다.

먼저 회전결합체의 고장율을 구한다. 여기서, 회전결합체란 Fig.1의(B)부분을 표시하며 큰 스프링 각운동량 (H_r)을

얻기 위해서 고속으로 회전한다. 이 부분을 회전체-베어링계⁽¹²⁾로 모델링 하여 최대 회전속도에서 베어링 부분의 작용되는 부하를 구하였다.

회전축을 모델링하기 위해서는 rayleigh 보로 가정하며, 회전축에 대한 요소 운동방정식은 Fig.2에 표시한 절점좌표계를 사용할 경우 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{bmatrix} [M_r^*] + [M_r^*] \\ [K_B^*] - [K_A^*] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{q} \end{bmatrix} - \Omega [G^*] \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \dot{q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^* \\ Q^* \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서, $q = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8]$ 이고, $[M_r^*]$, $[M_B^*]$ 는 질량의 병진 및 회전 행렬이며, $[K_B^*]$, $[K_A^*]$ 는 굽힘 및 축방향의 강성계수행렬, $[G^*]$ 는 자이로스코프 프스코프 항의 행렬, $[Q^*]$ 는 외력이다.

축대칭인 디스크는 다음과 같은 운동방정식으로 표현한다.

$$[M^d] \ddot{q} - \Omega [G^d] \dot{q} = [Q^d] \quad (11)$$

여기서, 상첨자 d 는 디스크를 의미하며 $[M^d]$ 는 디스크의 질량 행렬, $q=4 \times 1$ 절점좌표이며, Ω 는 디스크의 각속도, $[Q^d]$ 는 디스크에 작용하는 힘이다.

볼베어링은 하중과 변형량 사이에 식(12)와 같이 비선형적 관계이나 미소 변형에 대해서는 식(13)과 같이 일정한 스프링 상수를 갖는 선형 스프링 상수로 간주할 수 있다.

$$Q = K \delta^n \quad (12)$$

$$K = \frac{\partial Q}{\partial \delta} \quad (13)$$

따라서, 힘과 변위, 속도간에 다음과 같은 평형관계가 성립한다.

$$Q_y = K_{yy} u + K_{yz} u + C_{yy} \dot{u} + C_{yz} \dot{u}$$

$$Q_z = K_{zz} v + K_{zy} v + C_{zz} \dot{v} + C_{zy} \dot{v}$$

이것을 행렬식으로 표시하면 다음과 같다.

$$[C^b] \dot{q} + [K^b] q = [Q^b] \quad (14)$$

여기서, 상첨자 b 는 베어링을 나타내고 Q^b 는 베어링에 작용하는 힘, 그리고 $q = 2 \times 1$ 의 절점좌표이다. 이와 같은 결과를 조합하면 회전체-베어링계에 대한 유한요소 방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M^*] \ddot{q} - \Omega [G^*] \dot{q} + [K^*] q = [Q^*] \quad (15)$$

여기서, q , Q^* 는 각각 전체좌표벡터와 전체 힘벡터를 나타낸다.

M^* 와 K^* 는 각각 양정치와 반양정치이며, G^* 는 교대(skew)행렬이다. 이와 같은 행렬들의 크기는 좌표벡터가 N 차일 때 모두 $N \times N$ 이다.

Ω 가 회전체가 회전시 불균형 e_d 로 인해 다음 식과 같

은 조화 여진력이,

$$\{Q^s\} = \{\Gamma\} e^{j\Omega t} \quad (16)$$

식(15)에 작용할 때, 계의 정상 응답을 다음 식과 같이 놓는다.

$$\{q^s\} = \{\Gamma\} e^{j\Omega t} \quad (17)$$

여기서, $\{\Gamma\}$ 와 $\{F\} = me_d \Omega^2$ 는 각각 응답의 진폭과 여진력이다.

계의 운동 방정식 식(15)에 조화 가진의 정상 응답을 나타내는 식(16)과 식(17)을 대입하면 다음 식으로 표시된다.

$$\{B(\Omega)\}\{q^s\} = \{Q^s\} \quad (18)$$

여기서 행렬 $\{B(\Omega)\}$ 는 회전수 Ω 의 함수로서, 다음 식과 같이 계의 동강성 행렬이다.

$$\{B\} = [K^s] + j\Omega[C^s] - \Omega^2[M^s] \quad (19)$$

변위는 베어링의 강성계수를 이용하여 부하를 계산하며, 신뢰성은 베어링에 작용되는 베어링의 특성치와 부하 특성치에 따라 신뢰성을 산출할 수 있는 Lundberg-Palgren⁽¹³⁾의 시험식을 이용하였다.

$$R_{be} = \frac{1}{e^{0.01005(L_s/L_{10})^{e_s}}} \quad (17)$$

여기서, e_s 는 Weibull기율기 불베어링의 경우는 9/10 이고, L_{10} 은 기준 회전수이며, $L_s = (\frac{Q_c}{Q})^3$ 으로 표시되며

Q_c 는 베어링의 특성치에 따라 결정되는 베어링의 기본적인 동적 부하(basic dynamic load)이며 Q 는 최대 회전 속도에서의 부하이다.

다음으로 Pivot의 고장확률을 구한다. 여기서 Pivot / Jewel이란 Fig.1의(A)부분이며 회전자를 포함하고 있는 홀로트를 출력축에 지지시킬 때 사용하고 이때 홀로트의 무게는 적당한 밀도를 갖는 유체에 담그어 부력으로 상쇄시키며, 그렇지 않은 힘은 Pivot / Jewel로 지지하게 된다. 이와 같은 Pivot에 영향을 미치는 힘으로는 홀로트와 케이스 사이에 감쇠를 주기 위하여 fluoro-chemical floatation 유체가 채워져 있으며 이로 인해 발생하는 감쇠 토오크 (\vec{M}_d)⁽⁴⁾, Pivot과 Jewel 베어링 사이의 마찰토오크 (\vec{M}_f)⁽¹⁴⁾ 그리고 세차 가속도에 의한 토오크(\vec{M}_a)가 있다. 여기서 세차 각가속도에 의한 토오크는 운동방정식에 입력이 $H_r \omega_{inv}$ 크기의 계단함수로 가진 된다고 가정하고 세차 가속도(\vec{A})를 계산한 다음, 관성모멘트(J) 및 피복

의(I_p)에 의해서 다음과 같이 구한다.

$$\vec{M}_a = J \vec{A} \quad (18)$$

이와 같은 힘들은 세차 가속도 토오크가 발생할 때, 다른 힘들은 이에 반해서 작용되기 때문에 다음 식과 같다.

$$\vec{M}_t = \vec{M}_a - (\vec{M}_d + \vec{M}_f) \quad (19)$$

한편, 자이로스코프 운동방정식에서 세차운동은 정지 암(stop arm)과 정지 핀(stop pin)에 의해서 매우 적은 범위내에서만 움직일수 있기 때문에 Pivot의 운동은 상하의 병진운동을 하므로 식(19)에서 발생하는 토오크가 굽힘모멘트로 작용하게 된다. 따라서, Pivot을 외팔보로 모델링하여 Pivot에 작용하는 단면에서의 최대 굽힘 응력 σ_b 를 다음 식으로 구하였다.

$$\sigma_b = \frac{Md}{2I} \quad (20)$$

이와 같은 응력이 Pivot에 작용할 때 파손확률을 구하기 위해서 부하와 강도간섭이론(load strength interference theory)⁽⁹⁾을 적용하여 계산한다. 즉, 부재의 강도를 S, 부하에 의한 굽힘응력을 L이라 하고, S와 L의 확률밀도함수 $f_S(s)$, $f_L(l)$ 가 정규분포라 가정하면, Pivot의 신뢰성 R_p 는 다음과 같은 적분 함수로 표현된다.

$$R_{pe} = P(S>L) = P(S-L>0) = \int \int f_{S,L}(s,l) dsdl \quad (21)$$

여기서 $f_{S,L}(s,l)$ 은 S와 L의 결합밀도함수이다.

한편, 회전결합체와 홀로트 시스템의 기능적 연결 상태는 독립이므로 직렬 시스템으로 모델링 된다. 따라서 기술적 신뢰성 값은 회전결합체의 베어링과 Pivot의 고장확률의 곱으로 다음과 같이 계산된다.

$$R_{te} = R_{be} \times R_{pe} \quad (22)$$

여기서, R_{te} , R_{be} , R_{pe} 는 각각 기술적 신뢰성과 베어링 및 Pivot의 신뢰성을 나타낸다.

2.3.3. 전체신뢰성

기술적 신뢰성과 성능 신뢰성중 어느 한가지의 신뢰성 저하는 자이로스코프 신뢰성 전체에 직접적인 영향을 미치지 때문에 독립적인 조건 확률관계가 성립되어 전체의 신뢰성 예측 모델은 식(7), (21), (22)에 의해 다음과 같이 나타내어진다.

$$R_{sys}(t) = e^{-\left(\frac{t}{\tau}\right)^{\beta}} \times \frac{1}{e^{0.01005(L_s/L_{10})^{e_s}}} \times \int \int f_{S,L}(s,l) dsdl \quad (23)$$

여기서, 하첨자 sys는 시스템을 나타낸다.

2.4. 예측모델의 적용결과 및 고찰

2.4.1. 성능 신뢰성

Table 2와 같은 결합 데이터에 대해서 누적시간과 고장 빈도수를 변수로 하여 형태, 규모매개변수'값을 최소자승법으로 산출하고 식(7)에 의해 신뢰성 함수를 산출한 것은 다음식과 같다

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{59}\right)^{1.19}} \quad (24)$$

이것에 대한 검증은 Kolmogorov-Smirnov의 방법을 적용하였다. 즉, 예측불신뢰성과 Table 2의 측정 데이터로부터 시간의 변화에 따른 누적 고장 갯수를 총 측정 갯수로 나누어서 구한 관측불신뢰성과의 차이 값이 유의 수준내에 있으면 예측된 값이 적합한 것으로 판정하는 방법이다. Fig. 3의(a)그림에서 예측불신뢰성과 관측불신뢰성 차이값이 0.231이고, 유의수준 5% 범위의 적합도 허용치는 0.2943이다. 따라서 차이 값이 허용치보다 적으므로 유의 수준 5%범위내에서 타당하다는 것을 알 수 있다. 이런 검증 결과를 토대로 그림(b)는 70시간부터 결합이 급격히 증가하고 있음을 나타내주고 있다.

자이로스코프가 정밀한 계측기기로서 사용됨으로서 마모, 오일 정도, 온도 등과 같은 여러 가지 요인에 의해서 성능의 변화가 크다. 따라서 이러한 결합의 평균시간을 측정할 것이 결합평균시간(MTTF)으로서 식(9)에해서 산출한 결과 55.6시간이 산출되었다.

2.4.2. 기술적 신뢰성

회전체-베어링 계의 최대 운영 속도에서 시간에 따른 변위를 식(16)으로 구한 결과는 Fig. 4, 5와 같으며 이때 작용되는 부하는 Table 4와 같다. 따라서, 베어링에 걸리는 부하는 베어링의 강성 계수와 각 방향 변위의 합력으로 계산되어지며 이러한 합력을 식(17)에 대입하여 고장확률을 구한 결과 0.01%로 산출되었다. 이것은 최대운영속도에서 부하를 계속적으로 받고 있을 때 회전결합체 베어링의 0.01%정도가 고장이 발생된다는 것을 의미한다.

그리고 Pivot에 작용하는 응력을 식(19)에 의해 구한 결과 입력 각속도에따라 응력의 평균값은 203 Mpa이고 표준편차는 13.7 MPa이다. 그리고 강도의 표준편차가 평균의 10%라고 가정했을 때 굽힘응력과 강도에 의한 확률밀도함수를 동시에 나타내면 Fig. 6과 같고 식(21)로부터 Pivot의 신뢰성을 계산한 결과 99.8%를 얻었다. 따라서 전체의 기술적 신뢰성 값은 회전결합체 베어링과 Pivot의 기능적인 연결상태가 독립이므로 식(23)에 의해서 99.79%가 된다.

2.4.3. 전체신뢰성 계산 및 검증

현재까지의 수년 간의 측정시간 동안 고장이 발생하지 않았으므로 실제의 기술적 신뢰성은 1이 되므로 본 모델의 예측 신뢰성 값과 실제 신뢰성 값과 비교하면 Fig. 7과 같다. 예측된 기술적 신뢰성 값이 실제 신뢰성 보다 0.03%

정도 낮게 예측되었음을 알 수 있다. 그리고 성능 신뢰성은 Kolmogorov-Smirnov 적합성 검증결과 유의 수준 5% 범위에서 타당함을 확인하였다. 따라서, 이런 검증결과를 토대로, 시스템의 전체 신뢰성 값은 각 부품들이 동작 가능한 확률 P; 또는 시간 함수인 신뢰성 함수 R_i(t)를 산출한 다음, 기능적 연결 상태에 따라 시스템 전체에 할당하여 전체 시스템이 정확한 동작을 할 수 있는 확률 P_{sys}나 시간 함수 R_{sys}(t)를 구하는 것이기 때문에 식(22)에 의해서 시간에 따라 전체 신뢰성 값을 계산한 결과는 Fig. 8과 같으며 이것으로부터 기술적 신뢰성은 일정한 확률 값을 가지지만 성능 신뢰성은 시간에 따라 감소하고 있다. 즉, 자이로스코프가 고장없이 작동은 하지만 계산된 값의 고장 확률이 일정하게 상존된 상태에서 성능 신뢰성은 시간에 따라 계속적으로 감소되는 현상을 의미하고 있다.

3. 결론

과도 상태의 부하 특성 및 작동 환경을 고려한 각속도 적분형 자이로스코프의 신뢰성 예측 모델을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 신뢰성 예측 모델 식을 유도한 결과 성능 신뢰성은 유의 수준 5% 범위 내에서, 기술적 신뢰성은 0.7% 범위 내에서 일치하였다.
- (2) 성능 변화에 따른 오차의 신뢰성 함수와 결합평균시간을 산출하였다.
- (3) 자이로스코프의 전체 신뢰성에서 300시간까지는 기술적 신뢰성보다는 성능 신뢰성에 크게 의존한다.
- (4) 장차 자이로 재설계시 최대의 부하상태를 고려한 각속도 적분형자이로를 설계함으로써 신뢰성을 향상시킬 수가 있다.
- (5) 본 예측 모델은 각속도 적분형 자이로스코프의 신뢰성을 예측할 때 사용 가능하며, 다른 기계 자이로코프의 신뢰성 예측 시는 고장 형태 영향 분석 결과(FMEA)의 치명적인 부품 선정 여부에 따라 부분적으로 이용이 가능하다.

참고문헌

1. Ralph, R. R. "Inertial Technology for the Future : gyroscope ", IEEE Tr. On Vol. AES-20 No. 4, pp 414 ~443, 1984
2. Robert, A. B and Richard, R. H, "Inertial Gyroscope System Application Consideration", Instrumentation Laboratory Massachusetts Institute of 1978.
3. Taft, M, "Nonzero Average Rate-Gyro Output from Sinusoidal Inputs", AIAA Journal Vol. 3 No. 7, pp 1337-1339, 1965
4. 오 문 수, 정 만 호, 문 홍 기, "관성 항법용 자이로스코프 연구", 국방과학연구소, 1985.

5. Singh, S. N, "Single-Axis Gyroscope Motion With Uncertain Angular Velocity About Spin Axis", Journal of Dynamic systems, Measurement, and Control, pp 259-267, 1977
6. Motyka, P, "Reliability Analysis and Fault-Tolerant System Development for a Redundant Strapdown Inertial Measurement ", NASA Contractor Report 166050, 1983
7. Duma, A, " Reliability Prediction Model for gyroscopes," Proceeding Annual Reliability and Maintainability Symposium, 1990
8. MIL-STD-1629A, Procedures for performing a Failure Modes, Effects and Criticality Analysis, 24 Nov. 1980
9. Dimitri, Kececioğlu, Reliability Engineering Handbook, 1992
10. Walter, W. W and William, G. D, Gyroscope Theory Design and Instrumentation, MIT Press, 1969
11. Nelson, H.D, "The Dynamics of Rotor-bearing Systems Using Finite Elements", Journal of Engineering for Industry, pp 593-600, 1976
12. Tedric, A. H, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, Inc., 1966.
13. Rymuza, Z, Tribology of Minature Systems, Elsevier, pp 408~409, 1989

Table 1 Failure Mode Effective Analysis

Section	Structures of Gyroscope		
	Rotating assembly	Float	Pick-off
Components	Rotor Bearing Disk	Pivot Jewel	Core Winding
Function	Angular momentum	Axis support	Output sensing
Failure modes, Causes	Bearing -flaking -pitting Overload	Pivot - Fracture Unbalance Overload	Winding short
Effects	Global System stop	Global System stop	Local Output error
Severity	I	I	II

Table 2 Data of fault

Time(hr)	EA	Time(hr)	EA
20-30	1	140-150	2
30-40	3	200-210	1
50-60	5	210-220	1
80-90	2	240-250	2
100-110	2	260-270	1
130-140	1	290-300	1

Table 3 Characteristics of rotor-bearing system

Section	Contents	Characteristic value
Shaft	Length	50 mm
	Diameter of shaft	4.9, 5.9, 9.5 mm
	Density	7.8×10^{-3} g/mm ³
	Young' Module	204,080 MPa
Disk	Mass	46 g
	Polar mass moment of inertia	481.65 g / mm ²
	Transverse mass moment of inertia	36.49 g/ mm ²
Bearing	Stiffness (K_{yy}, K_{zz})	1,136,792.54 g/mm
	Damping(C_{yy}, C_{zz})	113,000 g /mm

Table 4 Bearing loads at 21000 rpm

Contents	Z-X plane	Y-X plane
Displacement	4.8×10^{-4} mm	3.1×10^{-4} mm
Load	5.35 N/mm	3.35 N/mm

Table 5 Stress of pivot

Input of case (rad/sec)	Precession accelation ($\times 10^4$ rad/ sec ²)	Stress ($\times 10^8$ pa)
22	3.8500	2.3456
23	3.9667	2.4189
24	4.0833	2.4292
25	4.1927	2.5655

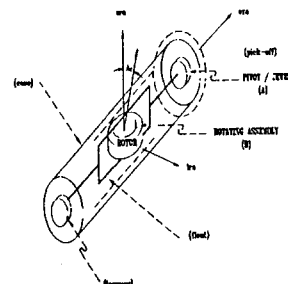


Fig. 1 Configuration of FRIG

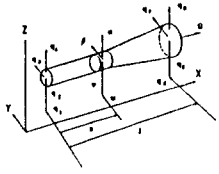
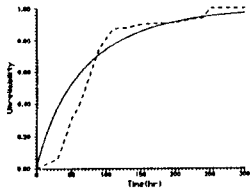
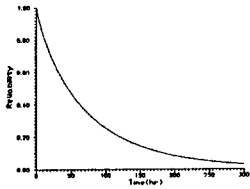


Fig.2 Typical nodal coordinates



(a) Results of Kolmogorov-Smirnov test
 real
 — Prediction



(b) Reliability function
 Fig. 3 Reliability analysis of system

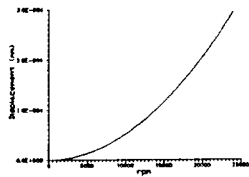


Fig. 4 Displacement of Y-X plane at 21000 rpm

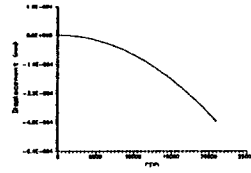


Fig. 5 Displacement of Z-X plane at 21000 rpm

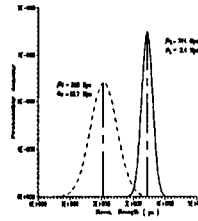


Fig.6 Comparison between strength and stress

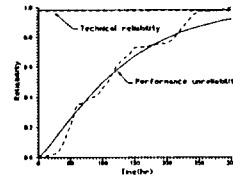


Fig. 7 Verification of technical and performance reliability
 real
 — prediction

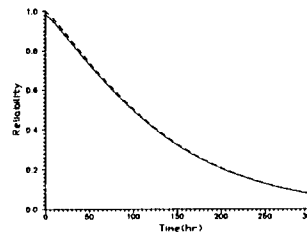


Fig.8 System reliability