

NSWC 를 활용한 유공압 액추에이터 U 형 씬의 수명예측[§]

신정훈^{*†} · 장무성^{**} · 김성현^{**} · 정동수^{**}

* 대구경북첨단의료산업진흥재단 첨단의료기기개발지원센터

** 한국기계연구원 신뢰성평가센터

Life Prediction of Elastomeric U Seals in Hydraulic/Pneumatic Actuators Using NSWC Handbook

Jung Hun Shin ^{*†}, Mu Seong Chang ^{**}, Sung Hyun Kim ^{**} and Dong Soo Jung ^{**}

* Medical Device Development Center, Daegu-Gyeongbuk Medical Innovation Foundation

** Reliability Assessment Center, Korea Institute of Machinery & Materials

(Received February 21, 2014 ; Revised July 10, 2014 ; Accepted August 24, 2014)

Key Words: Reliability Prediction(신뢰도예측), Elastomeric Seal(씬), Naval Surface Warfare Center(미국해상무기센터), Failure Rate Model(고장률 모형)

초록: 제품의 수명시험 전에 소요될 시험시간을 대강이라도 예측할 수 있으면 비용을 측정하여 시험을 어떻게 진행할지 판단하는데 도움이 된다. 기계부품의 경우의 신뢰도예측은 시스템의 고장 혹은 열화 메커니즘이 복잡하고 보편적인 데이터베이스가 존재하지 않기 때문에 수행이 난해하다. 본 연구는 유압 액추에이터와 공압 액추에이터에 각각 설치되는 탄성 U 형 씬을 대상으로 수명예측을 NSWC 에서 제안하는 고장물리를 고려한 고장률 모형과 현장 데이터베이스를 활용하여 수행하였다. 그 결과들을 검증하기 위해 예측된 수명과 시험된 수명데이터들을 비교하였다. 본 연구는 고장률 모형에 포함된 각종 계수 값들을 결정하는 과정과 씬의 수명에 영향을 주는 인자들의 개별 민감도를 분석하고 그 미비점을 고찰하였다.

Abstract: Even the rough prediction of the product test time before the lifetime test of mechanical component begins would be of use in estimating cost and deciding how to keep up with the test. The reliability predictions of mechanical components are difficult because failure or degradation mechanisms are complicated, and few plausible databases are available for lifetime prediction. Therefore, this study conducted lifetime predictions of elastomeric U seals that were respectively installed in a hydraulic actuator and a pneumatic actuator using lifetime models and a field database based on failure physics and an actual test database obtained from the NSWC handbook. To validate the results, the predicted failure rates were compared with the actual lifetime test results acquired in the lab durability tests. Finally, this study discussed an engineering procedure to determine the coefficients in the failure rate models and analyzed the sensitivity of each influential parameter on the seal lifetime.

- 기호설명 -

C : 고장률 계수
 d : 직경[mm]

f : 표면거칠기[μm]
 H : 접촉압력과 표면경도[Pa]
 L : 필터크기[μm]
 l : 길이[mm]
 M : 표면경도(Meyer hardness)
 N_{10} : 오염도 상수
 P : 압력[bar]
 Q : 유량[liter/min]
 q : 누설량[cc/min]

§ 이 논문은 대한기계학회 2013년도 학술대회(2013. 12. 18.-20., 강원랜드) 발표논문임

† Corresponding Author, shandy77@dgmif.re.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

R	: 반력[N]
T	: 온도[°C]
V	: 속도[m/s]
λ	: 고장률[failures per million cycles]
ν	: 작동유체의 점도[Pa·s]

하첨자

a	: 허용
C	: 접촉
c	: 임계값
D	: 설계
N	: 불순물
O	: 사용조건
PV	: PV-인자 [Pa·m/s]
R	: 정격
SE	: 쉘
SE, B	: 쉘의 기본고장률

1. 서 론

수명시험에 들어가기에 앞서 시험시간을 미리 예측하는 일은 시험의 비용을 산정하고 시험수행의 상세를 결정하는데 있어 매우 중요한 인자이다. 지난 세계대전 중에 발생한 전자·전기 부품들의 수명예측 요구를 발단으로 MIL-HDBK-217⁽¹⁾ 표준이 정립된 이후, 다양한 기법들을 활용한 신뢰도 예측 연구들이 수행되어 왔다. 또한 전자·전기 부품들은 시료의 확보가 용이하여 EPRD⁽²⁾ 등의 신뢰성 데이터베이스가 풍부하다. 전기·전자 제품에 대한 수명예측 모형의 지속적인 유효성 검증이 이루어지면서 모형자체의 신뢰도 역시 상승하게 되었다. 반면 기계부품의 경우에는 제품의 수명특성과 열화기구가 복잡하고 데이터베이스가 부족하여 수명예측이 난해하므로 수명예측 모형 정립이 미진한 실정이다. NPRD⁽³⁾나 OREDA⁽⁴⁾ 등의 신뢰성 데이터베이스가 존재하지만 복잡한 기계제품을 묘사하는데 충분한 일반성을 얻지 못한 실정이다. 이러한 수명예측 모형의 요구로 인해 미국해상무기센터(Naval Surface Warfare Center, NSWC) 카더락분과(Carderock division)에서는 실험적 데이터뿐만 아니라 고장물리에 기반한 수명모형을 종합하여 핸드북⁽⁵⁾으로 발간하였다. 본 핸드북은 98 년에 처음 민간에 공개된 이후 몇 번의 수정작업을 거쳐 최근에는 2011 년판에 이르러 기계부품의 신뢰성 예측에 활용되고 있다. 하지만 예측모형의 유효성 검증은 부족한 실정인데, Jeong 등⁽⁶⁾이 체결부품에

대해 NSWC 수명모형을 적용하여 수명을 예측하고, NPRD 데이터베이스에 기재된 체결부품의 고장률 뿐만 아니라 필드 데이터와 직접비교를 하여 그 유효성을 보여준 사례 정도가 있었다. 본 논문에서는 NSWC 핸드북의 고장률 예측모형을 활용하여 유압 및 공압 액추에이터에 장착되는 U 형 쉘 2 종 각각의 고장률 예측을 수행하고, 예측된 수명과 기 수행된 수명시험 데이터와 비교를 수행하고 모형의 유효성에 대해 평가하였다.

2. NSWC 고장모형

2.1 기계부품의 수명특성

기계는 겉보기에 유사한 구성부품들이 보이지만 고장률들이 제각각이다. 이런 기계에서 나타나는 고장률의 불일치는 기계부품의 다음과 같은 특성에 기인한다.

- 1) 각각의 기계부품(밸브 등)들은 종종 한 가지 이상의 기능을 수행할 때가 있고, 특정용도에서 사용되는 표준화 되지 않은 부품들의 고장 데이터는 사용하기 힘들다. 예를 들어 유압밸브는 동일한 밸브구조에서 자동방식도 있고 수동방식도 있다.
- 2) 기계부품의 고장률은 마모, 피로나 복합 스트레스에 따른 다양한 고장 메커니즘들이 있기 때문에 보통 증가형 고장률을 나타낸다.
- 3) 기계의 신뢰성은 전자부품보다 하중, 구동 모드, 사용률에 대해 더 민감하다. 가동 시간만을 고려한 고장 데이터는 기계의 신뢰성을 예측하는데 보통 적당하지 않다.
- 4) 기계 장치에 나타나는 고장의 정의는 적용방식에 따라 다르다. 예를 들어, 과도한 잡음이나 누설에 의한 고장은 보편적으로 정립되어 있지 않다.

2.2 핸드북의 적용방식 설명

핸드북에서 도출된 모형들은 이미 규명된 고장 모드(failure mode)와 고장원인(failure cause)들에 기반을 두고 있다. 해당 기계에 가해지는 정확한 스트레스 수준을 알 수 있는 현장시험 데이터를 평균하여 기본고장률(base failure rate, λ_B)을 결정하고, 이렇게 결정된 기본고장률에 재료와 작동조건, 사용환경 등을 고려한 다양한 곱셈인자(C_i)들을 곱한다.

$$\lambda = \lambda_B \prod_i C_i \quad (1)$$

이러한 형태의 고장률 모형은 지수분포와 직렬 구조를 가지는 시스템의 고장예측에 사용되는 전형적인 모형이다.

3. 씰의 고장률 예측 모형

3.1 액추에이터 용 U-type 씰

동적씰(dynamic seal)은 씰 접촉면 사이에 상대적인 움직임이 있을 때, 그 미끄럼 부에서 유체누설을 방지하는데 사용된다. O-링, 패킹, 미케니컬 씰 등이 있는데 본 연구에서는 Fig. 1에서 나타낸 U형 탄성씰을 대상으로 삼았다. 유압 액추에이터에서는 Fig. 1 상단의 로드씰을 취하였고, 공압 액추에이터에서는 그림 하단의 피스톤씰을 취하였다. 식 (1)의 고장률 모형을 활용하고 기본고장률은 핸드북의 지침에 따라 공히 22.8 failures per million hours로 정하였다. 각 곱셈인자들의 모형과 첨언은 이어지는 절에서 설명한다.

3.2 곱셈인자 설명

3.2.1 씰의 고장률 모형

씰의 NSWC에서 정립한 동적씰의 예측 고장률 모형식은 다음과 같다.

$$\lambda = \lambda_B C_P C_q C_{DL} C_H C_f C_V C_T C_N C_{PV} \quad (2)$$

참고로 NSWC 3장에서는 정적씰, 동적씰 각각의 고장률 예측모형을 제시하고 있는데 그 차이는 다음과 같다.

- 1) 동적씰의 기본고장률은 22.8 failures/million hours에 반해, 정적씰은 2.4 failures/million hours이다.
- 2) 정적씰에서는 PV인자에 대한 곱셈인자 C_{PV} 를 고려하지 않는다. 즉, 1이다.
- 3) 미케니컬씰을 제외한 동적씰에서의 곱셈인자 C_P, C_{DL}, C_H, C_{PV} 은 특정 임계속도(회전운동

800 rpm 혹은 직선운동 3.05 m/s)를 넘어서면 영향이 없게 되고, 곱셈인자 C_{PV} 는 그 임계속도 이하에서 영향이 없게 된다. 즉, 1이다.

4) 미케니컬씰에서는 곱셈인자 C_P, C_{DL}, C_H 를 모두 고려하지 않는다. 즉, 1이다.

고장물리와 시험데이터에 기반한 각각의 곱셈인자들에 대해서는 이어지는 절에서 설명한다.

3.2.2 작동압력 (C_P)

씰의 양단에 걸리는 압력차(P_O)가 크면 클수록 누설량이 커지므로 작동압력에 대한 곱셈인자 C_P 는 비례관계를 가지게 된다.

$$\text{For } P_O > 103 \text{ bar, } C_P = (P_O/207)^2 \quad (3)$$

$$\text{For } P_O \leq 103 \text{ bar, } C_P = 0.25 \quad (4)$$

전술한 바와 같이 특정 임계속도 이하일 때 한해서만 위의 식이 적용된다.

3.2.3 허용누설량 (C_q)

누설량은 씰의 주요 고장모드로서 씰을 포함하는 제품의 국제적인 표준^(7,8)에서 정의되는 고장들 중 하나이다. 각 표준에서 정의한 씰의 누설고장기준의 일부를 본 연구에서도 공히 적용하였다. 즉, 유압 액추에이터에서의 로드씰 누설성능을 보

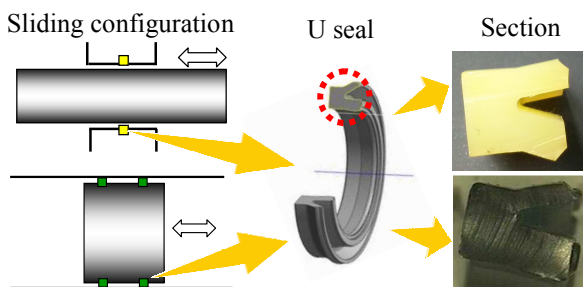
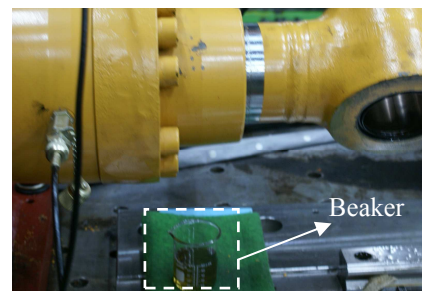
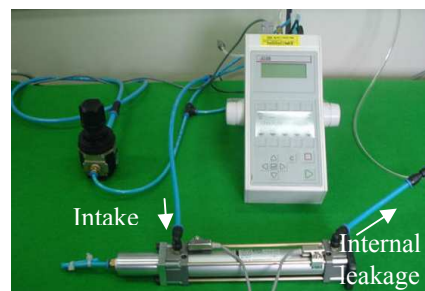


Fig. 1 U-type elastomeric seal



(a) Hydraulic external leakage



(b) Pneumatic internal leakage

Fig. 2 Leakage performance test

기 위해서는 액추에이터의 외부누설(external leakage)을 독립적으로 측정해야 하는 반면, 공압 액추에이터의 피스톤씰을 평가하기 위해서는 내부누설(internal leakage)을 측정해야 한다. Fig. 2는 이러한 각 액추에이터에 대한 누설 성능시험을 보여준다. 미리 정의된 허용 누설량에 따라 고장의 정의가 바뀐다. 허용 누설량에 관한 곱셈인자는 다음과 같다.

$$\text{For } q_a > q_c \text{ cc per minute, } C_q = 0.9/q_a \quad (5)$$

$$\text{For } q_a \leq q_c \text{ cc per minute, } C_q = 4.2 - 4.8q_a \quad (6)$$

여기서 유체누설의 경우에 $q_c = 4920$ 이고, 기체 누설의 경우에는 $q_c = 0.5$ 이다.

3.2.4 씰의 내외경 (C_{DL})

윤활공학에서 설명하는 틈새유동(gap flow)에서의 누설유량은 유동방향의 틈새길이에 반비례하고 유동과 수직한 방향으로의 틈새폭에 비례한다. 씰의 크기가 고장을 유발하는 누설에 직접적인 영향을 미침에 착안하여 NSWC에서는 개스킷(gasket)과 원형단면을 가진 환상씰의 크기와 관련된 곱셈인자를 제시하였다. 그 중 환상씰에 대한 곱셈인자는 다음과 같다.

$$C_{DL} = 0.43D_{SL} + 0.32 \quad (7)$$

본 곱셈인자는 특정 임계속도 이하일 때 한해서만 위의 식이 적용된다.

3.2.5 접촉상태 및 씰 경도 (C_H)

씰의 마모량은 경도가 작을수록, 접촉압이 클수록 커지는 것이 일반적이다. 접촉에 대한 곱셈인자 다음과 같다.

$$C_H = (M/0.55P_C)^{4.3} \quad (8)$$

여기서 M 은 마이어 경도(Meyer hardness)를 뜻하는데, NSWC에서는 마이어 경도와 인장탄성계수의 값이 동일하다고 가정하였다. 일반적으로 고무 제품은 IRHD 경도를 사용하므로 경도와 탄성계수(elastic modulus)의 관계로부터 유추된 탄성계수 값을 경도값(M)으로 사용한다. 여기서 씰과 금속면 사이의 접촉압은 분포를 가지는데, 식 (4)에서 의미하는 접촉압(P_C)은 겉보기 평균접촉압(apparent contact stress)이기 때문에 본 논문에서는 씰의 유한요소법(finite element method)을 활용하여 접촉반력과 접촉면적을 통해 평균접촉압을 계산하였다.

본 곱셈인자 역시 특정 임계속도 이하일 때 한해서만 위의 식이 적용된다.

3.2.6 금속면의 표면가공정도 (C_f)

표면정도(surface finish)가 커지면 평균 유막두께가 커지므로 누설이 증가한다. 가공정보나 표면조도계를 이용한 직접 측정을 통해 표면정도 정보를 얻을 수 있다. 이에 관한 곱셈인자는 다음과 같다.

$$\text{For } f > 0.4 \mu\text{m, } C_f = f^{1.65}/0.82 \quad (9)$$

$$\text{For } f \leq 0.4 \mu\text{m, } C_f = 0.25 \quad (10)$$

3.2.7 윤활제의 점성 (C_v)

동적씰에서는 틈새가 일정할 경우 점도가 낮을수록 틈새유량이 커지므로 누설이 일어날 확률이 커진다. 이에 관한 곱셈인자는 다음과 같다.

$$C_v = (v_o/v). \quad (11)$$

$$\text{where } v_o = 8.27 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

3.2.8 온도 (C_T)

온도에 따라 윤활유를 포함한 시스템의 특성이 달라지는 것을 반영해야 한다. 이에 관한 곱셈인자는 다음과 같다.

$$\text{For } (T_R - T_o) > 22.2^\circ\text{C, } C_T = 0.21 \quad (12)$$

$$\text{For } (T_R - T_o) \leq 22.2^\circ\text{C, } C_T = 1/2^{(T_R - T_o)/10} \quad (13)$$

T_R 은 씰의 물성에 해당하는 정격온도(rated maximum temperature)를 의미한다. 위 식은 작동온도(T_O)가 정격온도보다 화씨 약 40도($\approx 22.2^\circ\text{C}$)보다 작은 온도영역에서는 가황(vulcanization)효과가 거의 없다는 미국 고분자업체의 일반적인 제조경향이 반영된 것으로 사료된다. 입력값은 씰 제조사의 카탈로그를 참고하여 정하였다.

3.2.9 불순물 (C_N)

불순물 환경에 따라 마모수명의 변동이 크므로 이를 반영해야 한다. 이에 관한 곱셈인자는 다음과 같다.

$$C_N = (L_O/L_{10})^3 N_{10} Q_R / 3.785 \quad (10)$$

$$\text{where } L_{10} = 10 \mu\text{m}$$

오염도 상수(N_{10})는 씰이 장착된 기계의 종류에 따라 경험적으로 결정되는 상수로서, NSWC에서는 액추에이터 혹은 실린더(cylinder)의 경우에 0.008을 사용하도록 제시하였다.

3.2.10 PV인자 (C_{PV})

주로 베어링의 운전조건과 관련된 수명인자인 압력-속도 인자(PV factor)는 고장률에 비례하는 것으로 간주하였다. 관련된 곱셈인자를 다음과 같다.

$$C_{PV} = (P_O V_O / P_D V_D) \quad (11)$$

본 곱셈인자는 특정 임계속도 이상일 때 한해서만 위의 식이 적용된다.

4. 예측과 시험의 결과 비교

4.1 대상체의 사양

유압 액추에이터와 그 내부에 장착되는 로드씌, 그리고 공압 액추에이터와 그 내부에 장착되는 피스톤씌 각각의 사양들을 Table 1에 나타내었다.

4.2 고장률 예측 결과

제품의 허용누설량은 기존재하는 시험표준들을

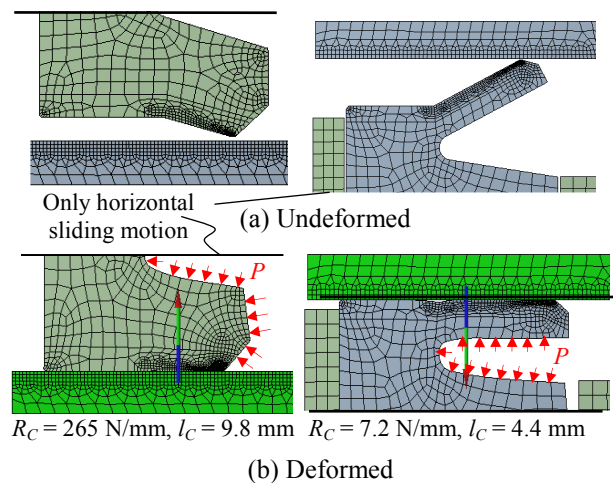
Table 1 Component specifications

		Hydraulic actuator - rod seal	Pneumatic actuator - piston seal
Seal material property	Elastic modulus	23 MPa	11 MPa
	Poisson ratio	0.45	0.45
	Hardness	91.5 (IRHD)	80 (IRHD)
	Material	Polyurethane	Polyurethane
	T _R	100 °C	80 °C
Seal diameter (inner/outer)		94/116 mm	23.5/32.5 mm
Surface finish of metal		0.4 μm	0.4 μm
Curvature radius of rigid surface		50 mm	16 mm
Clearance		15 μm	20 μm
Pressure difference		100 bar	6.3 bar
Viscosity of operating fluid		30 cSt at 40 °C (VG32)	0.02 cP (air)
Temperature of operating fluid		70 °C	25 °C
Stroke		150 cm	16 cm
Period		20 s	0.7 s
Allowable leakage rate		0.2 ml per 100m (external leakage)	0.8 l per hour (internal leakage)
Radius of sliding surface		48 mm	16 mm

인용하여 정하였다. 겹보기 평균접촉압력은 Fig. 3과 같이 가공 부품요소의 틈새(clearance)와 작동조건 및 씌의 설계정보를 참조하여 상용툴인 Ansys 13의 Structural Static 유한요소 모듈을 활용하여 계산하였다. 해석결과로부터 접촉부 반력과 접촉길이를 뽑아서 평균접촉압력을 계산해본 결과 유압 씌에 대해 각각 27 MPa과 1.65 MPa이다. 표면경도, 표면거칠기는 직접 측정을 하였고, 온도와 불순물과 PV인자에 관련된 변수들은 현장에서 활용되는 보편적인 값들을 임의로 적용하였다. 각각의 곱셈인자들을 계산한 결과들을 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Predicted failure rate

	Rod seal in hydraulic actuator	Piston seal in pneumatic actuator
$\lambda_{SE,B}$	22.8 failures per million hours	
C_P	0.25	0.25
C_q	4.11	0.00675
C_{DL}	5.1	1.6
C_H	5.53	3.54x10 ⁴
C_f	0.086	0.086
C_v	5.2	440
C_T	0.21	0.21
C_N	0.0735	0.0231
C_{PV}	0.5	0.8
λ_{SE}	0.012	0.62



*Calculation assumptions-linear elastic, axisymmetric, large deformation, always concentric, Lagrange contact model

Fig. 3 Calculation of average contact pressure(Hydraulic & Pneumatic)

4.3 수명시험 결과

한국기계연구원 신뢰성평가센터에서 수행된 유압 액추에이터와 공압 액추에이터의 수명시험(9,10)에 사용된 시료개수는 각각 2개와 7개였다. NSWC에서와 동일하게 지수분포를 가정하여 각각의 평균수명(MTTF)을 구해보면 유압셀과 공압셀 각각 약 60만 사이클과 1200만 사이클이었다. 각각에 해당하는 고장률은 1.67, 0.083 failures per million cycles이었다.

4.4 고찰

이상 NSWC를 이용하여 계산된 고장률과 유한한 시료를 사용하여 수행된 수명시험 결과들을 Table 3에 비교하였다.

예측수명과 시험수명 사이의 오차는 입력인자오차 혹은 모형의 불완전성 두 가지로 나누어 볼 수 있다. 우선 인자들 각 입력인자오차를 고찰하기 위해 곱셈인자들에 영향을 주는 변수들의 현실적인 오차범위를 고려하여 주요 곱셈인자들의 민감도(sensitivity)를 산출하여 Table 4에 정리하였다.

가장 눈에 띄는 부분은 표면경도 및 접촉에 관련된 인자(C_H)의 민감도가 매우 크다는 것이다.

Table 3 Comparison of life data

		Hydraulic actuator - rod seal	Pneumatic actuator - piston seal
λ (failures per million cycles)	Predicted	0.012	0.62
	Tested	1.67	0.083

Table 4 Parameter sensitivity

		Rod seal in hydraulic actuator	Piston seal in pneumatic actuator
Allowable leakage	q	4.4 → 0.44	200 → 100
	C_q	4.11 → 4.03	0.00675 → 0.0033
Hardness & Contact	M/C	0.5 → 1.0 → 1.5	0.5 → 1.0 → 1.5
	C_H	0.05 → 1.0 → 5.7	0.05 → 1.0 → 5.7
Surface finish	f	0.6 → 0.8 → 1.0	0.6 → 0.8 → 1.0
	C_f	0.52 → 0.84 → 1.29	0.52 → 0.84 → 1.29
Viscosity	T	50 → 60 → 70	10 → 25 → 40
	C_v	3.5 → 5.2 → 7.2	463 → 440 → 416
Operating temperature	T_O	50 → 60 → 70	10 → 25 → 40
	C_T	0.21 → 0.21 → 0.21	0.21 → 0.21 → 0.21
Contamination	L_O	8 → 10 → 12	8 → 10 → 12
	C_N	0.038 → 0.074 → 0.13	0.012 → 0.023 → 0.04
PV-factor	P	100 → 150 → 200	6.3 → 12 → 18
	C_{PV}	0.67 → 1 → 1.34	0.53 → 1 → 1.5

다른 인자들은 그 가능한 오차범위에 대해 결과오차가 2배를 넘기지 않지만 C_H 의 경우에는 5배에 육박함을 확인할 수 있다. 그러므로 해당 곱셈인자에 관해서는 정확하게 값을 구해야 함을 알 수 있다.

다음으로 모형의 불완전성에 관해 고찰해보자. 98년에 NSWC 핸드북이 소개된 이후 셀&개스킷에 관해 모형을 다듬어 왔는데, 이 때 주로 정적셀에 관한 문헌들을 많이 참고했음을 확인할 수 있었다. 그러므로 셀의 파다마찰보다는 누설고장에 그 초점이 있었다. 하지만 셀의 접촉압을 늘리면 누설이 적게 일어나는 것은 맞지만 마찰이 커져 윤활막(lubrication film)이 파단되거나 마모가 발생한다는 물리적 사실이 본 고장률 모형에는 반영이 안 되어 있다. 이들은 주로 윤활(lubrication)에 관련되는 인자들이다. 그러므로 본 논문에서는 누설 외에 추가로 고려해야 할 셀의 수명저감 요인들을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 윤활제의 열화: 불순물의 침투 외에도 비순환식 윤활을 하는 그리스(grease) 등에서는 윤활제 자체의 열화가 발생하고, 그것이 수명에 큰 영향을 미칠 것으로 파악된다.
- 2) 셀의 마모: 작동시간이 증가함에 따라 셀의 마모가 수반되는 경우, 그 마모량에 따라 역시 누설량이 증가하게 된다. 이 인자 역시 접촉압력과 경도 및 표면거칠기의 함수이다.

5. 결론

본 연구에서는 미해상연구소 무기센터에서 다년간의 이론적·실험적 조사를 통해 정립한 핸드북의 수명인자-수명 모형을 사용하여 유압 및 공압 액추에이터에 대한 수명을 예측하고 시험데이터와 비교하였다. 대상제품들에 대한 예측수명과 시험수명 사이의 오차는 주로 표면경도와 접촉응력과 관련한 곱셈인자에서 가장 크게 발생할 수 있음을 확인하였다. 또한 본질적으로 셀 부의 마찰, 윤활제열화, 마모 등의 특성이 고장률 모형에 반영이 안 되었기 때문인 향후 이에 대한 모형의 수정이 가해져야 할 것으로 사료된다. 그러므로 향후 고장률 모형의 보완 연구를 수행할 계획이다.

참고문헌
(References)

(1) MIL-HDBK-217F, 1995, *Reliability Prediction of Electronic Equipment*, Department of Defense.
 (2) EPRD-97, 1997, *Electronic Parts Reliability Data-97*,

- Reliability Information Analysis Center, Utica.
- (3) NPRD-2011, 2011, *Non-Electronic Parts Reliability Data-2011*, Reliability Information Analysis Center, Utica.
- (4) OREDA-2009, 2009, *Offshore Reliability Data Handbook*, Det Norske Veritas, Høvik.
- (5) NSWC-2011, 2011, *Handbook of Reliability Prediction Procedures for Mechanical Equipment*, Naval Surface Warfare Center Carderock Division, Maryland.
- (6) Jeong, D. U., Yun, H. S., Kwon, D. S., and Lee, S. H., 2011, "A Study on Method of Predicting Failure Rates of Fastening Parts," *Journal of Applied Reliability*, Vol. 11, No. 3, pp. 305~318.
- (7) ISO 19973-3, 2007, *Pneumatic Fluid Power-Assessment of Component Reliability by Testing Part 3: Cylinders with Piston Rod*, International Standard Organization.
- (8) JIS B 8367, 1999, *Hydraulic Cylinder*, Japanese Standards Association.
- (9) RS B 0099, 2009, *Hydraulic Cylinder for Excavator*, Korean Agency for Technology and Standards.
- (10) Kang, B. S. and Lee, Y. B., 2010, "Reliability Evaluation Technology for Pneumatic Cylinder," *Journal of The Korean Society for Fluid Power & Construction Equipments*, Vol. 7, No. 1, pp. 27~32.