

회전기계의 진동평가(규격화)에 관한 동향

— ISO 규격을 중심으로 —

양 보 석

(부산수산대학교 기계공학과)

1. 머리말

산업기술의 급속한 발전에 따라 국제간의 교류를 보다 활성화하기 위해 산업기술면에서도 기술규격이나 표준을 여러나라사이에 공통화하려는 의식이 급격히 증대되게 되었다. 이러한 국제표준화에 대한 노력은 이미 19세기말부터 시작되어 왔고 그 시발점으로는 전기관련 분야의 국제표준화를 위해 1906년 런던에서 개최된 표준회의에서 조직규칙안 등의 제 규정이 작성되고, 1908년 런던회의에서 국제전기표준회의(International Electrotechnical Commission, IEC)가 정식으로 발족하였다. 전기 이외의 국제표준으로는 1921년 런던에서의 국제회의를 시작으로 1928년 International Federation of National Standardization Association (ISA)가 창립되었다. ISA는 2차 대전 후 1947년에 다시 스위스에서 26개국이 회합하여 현재의 국제표준화기구(International Organization for Standardization, ISO)에 관한 규칙을 결정하고 정식으로 발족하게 되었다.

2. ISO TC 108

ISO에는 규격원안을 비롯하여,

기술내용 등 전문사항을 심의하는 기관으로 여러개의 기술위원회(Technical Committee, TC)를 설치하고 있으며, 이 가운데 하나의 TC인 ISO/TC 108은 기계진동 및

충격(Mechanical Vibration and Shock)분야를 담당하는 기술위원회이다. TC 108에는 부분위원회(Sub-Committee, SC)와 Working Group, WG)을 설치하여 표준의

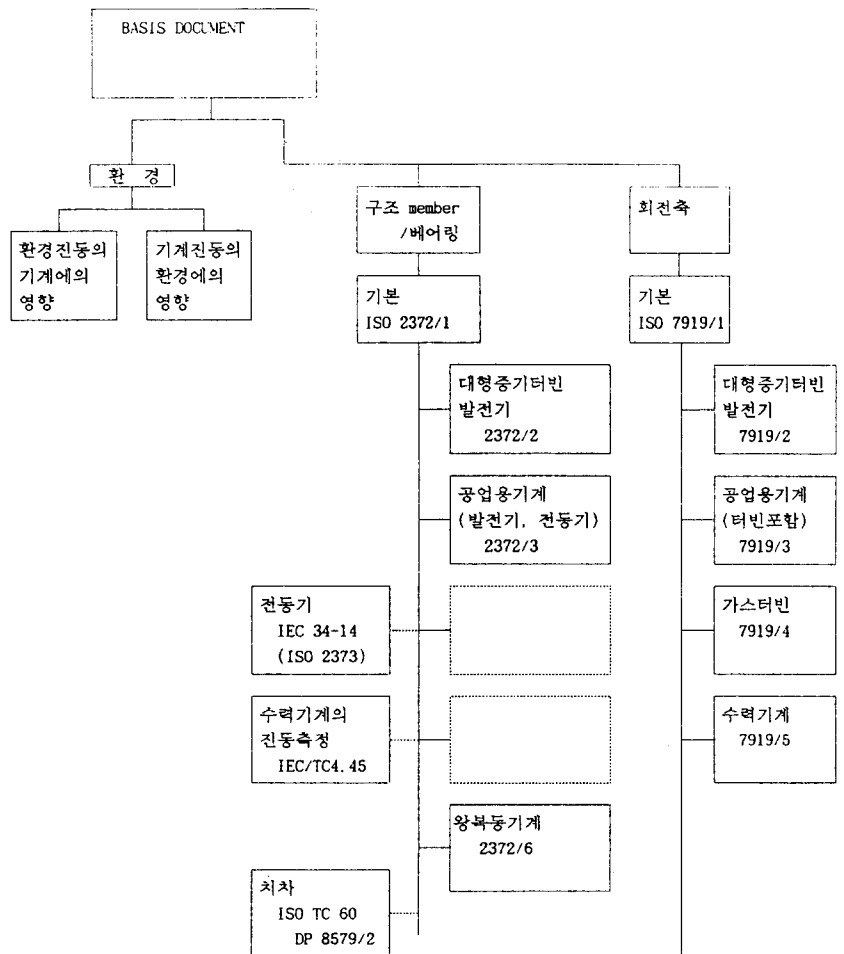


그림 1 기계진동의 평가규격의 체계 (ISO 2372 및 7919 시리즈)

작성과 심의를 하고 있고, 그 구성은 다음과 같다.

- SC 1 : 평형잡이(Balancing) 및 평형 시험기(Balancing Machine), 7WG
- SC 2 : 기계, 차량, 구조물진동의 측정과 평가, 7WG
- SC 3 : 진동충격측정기의 사용법과 교정, 5WG
- SC 4 : 인체와 진동충격, 5WG

기계의 진동평가는 ISO TC 108의 제 4회 주네브회의(1970년)에서 SC 2에 속하게 되었고, 1972년에 아래와 같이 대상기계별로 WG를 설치하게 되었다.

- WG 1 : 회전기계
- WG 2 : 배의 이동
- WG 3 : 정지구조물(건물 등)의 이동
- WG 4 : 육상운동기계의 이동
- WG 5 : 왕복동기계

본 글에서는 TC 108/SC 2/WG 1에 관련된 내용중 회전기계의 베어링진동 및 축진동에 의한 평가에 관련된 규격을 예로 들어 비교 설명하고자 한다.

3. 진동평가의 목적

진동평가를 위한 한계치(vibration limits) 또는 등급(level)을 규격으로 정하는 것은

(1) 기계의 동적인 원활함을 대표하고, 그 평가를 용이하게 한다. 공장 시운전시에 사용 회전속도에서의 전동치에 대한 한계치 또는 등급을 나타낸다. 이는 특히 제작자가 사용자에게 제품을 인도할때에 유용하다.

(2) 운전중인 기계의 감시수단으로써 양호한 운전상태에서의 이탈 정도를 나타내고, 또 이후의 운전 지침을 나타낸다. 즉 진동크기에 따라 몇 개의 단계(경계치, 경보

치, 위험치등)로 나누어 판단의 지표로 삼는다.

규격의 목적은 공통되고 일반성이 있는 평가를 가능하도록 하는 것으로, 대부분의 경우에 적절한 판단이 가능하다면 규격은 가능한 단순한 형태로 표현하고, 측정도 용이한 것이 좋을 것이다.

회전기계에서는 베어링부분에서 3방향(수평, 수직 및 축방향)의 베어링 진동 또는 베어링 부근의 회전축에서의 축진동을 기계의 진동으로 대표하여 측정하는 것이 일반적이다. 따라서 베어링 진동과 축진동에 관한 규격이 제정되었거나 제정중에 있고, 이에 관해 아래에서 설명한다.

4. 베어링 진동의 평가

베어링은 회전축을 받쳐서 축에

작용하는 하중을 받는 역할을 하는 기계요소로, 회전체의 반력을 직접 받으므로 고장율이 높은 부분이다. 이 베어링 부분에서의 진동측정은 측정이 쉽다는 이점 등으로 인해 오래 전부터 많은 data가 축적되어 있다.

기존의 규격으로 이에 상당하는 것은

ISO 2372 베어링 진동의 평가에 관한 기초개념

ISO 2373 전동기의 평가

ISO 3945 현치에서의 대형기계의 평가

등이 있다.

검사나 감시 목적으로 기계진동을 평가하는 규격이나 규정을 만드는 경우, 진동의 양호정도를 하나의 수치로서 종합적으로 표현할 수 있다면 매우 편리하다.

표 1 진동 severity의 구분범위와 작용예(ISO 2372/1) 소형기계(Class I), 중형기계(Class II), 대형(Class III), 터보기계(Class IV)

Range of vibration severity		Examples of quality judgement for separate classes of machines			
Range	rms-velocity v(mm/s) at the range limits	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.28	0.28	A	A	A	A
0.45	0.45				
0.71	0.71				
1.12	1.12	B	B	B	B
1.8	1.8				
2.8	2.8	C	C	C	C
4.5	4.5				
7.1	7.1				
11.2	11.2	D	D	D	D
18	18				
28	28				
45	45				
71	71				

ISO 2372에서는

- ① 어떠한 양을 평가에 이용할까
- ② 이 양의 대소로 등급을 나눌 때의 구분방법

에 대해 규정하고 있다. 즉 진동평가가 규격에서의 기본적인 양을 정하는 것을 목적으로 하고있고 특정기종에 대해 진동허용기준치를 제공하는것은 아니다. 표 1에 이 규격의 부속서에 게재되고 있는 진동 severity에 대한 단계표를 보인다. 표에서는 기계의 크기(대형, 중형 등)에 따라 A, B, C, D의 4단계로 구분을 하였으며 A=우수, B=양호 등의 의미는 아니다. 본 규격은 단지 이러한 구분이 가능한 것을 나타내는 것뿐으로 어느 것을 우수, 양호 등으로 할 것인가는 기계의 크기, 설치상황에 따라 다르므로 진동규격을 만들 때에는 경험에 기초하여 결정해야 한다고 하고 있다.

이 규격은 운전속도가 10~200 rps(600~12,000 rpm)범위에 있는 회전기계를 대상으로 하고, 진동평가량으로는 베어링위에서 측정된 진동속도의 rms치(v_{rms} , 진동 severity)를 이용하고 있다. 여기서 진동속도의 rms치는 진동속도의 시간기록 $v(t)$ 로부터

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt}$$

와 같이 얻어진다. 스펙트럼분석으로 진동의 속도진폭(v_j) 또는 변위진폭(s_j)이 각진동수(ω_j)의 함수로 얻어질 때에는 윗 식 대신에

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2}(v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2)}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{2}[(\omega_1 s_1)^2 + (\omega_2 s_2)^2 + \dots + (\omega_n s_n)^2]}$$

으로 구할 수 있다. 상기 식중에서 어느 진동수 성분($\omega = 2\pi f$)이 탁월한 경우에는 그 진동수 성분의 속

도진폭(v) 또는 변위진폭(s)를 이용하여 다음과 같이 단순히 나타낼 수 있다.

$$v_{rms} = \frac{1}{\sqrt{2}} v = \frac{1}{\sqrt{2}} s \times 2\pi f$$

$$= 4.44sf$$

여기서 진동속도 및 진동변위의 진폭은 피크(peak)치로 나타낸다. 베어링진동의 측정은 축의 회전중심을 향하는 방향으로 수직 및 수평방향을 측정하고, 필요하면 측방향도 측정한다.

이들 중 특히 ISO 2372를 중심으로 다음과 같은 문제점이 있음을 인식하게 되었다.

① 진동계는 ISO 2954에서 규정하는 1~1000 Hz의 진동 severity(진동속도의 실효치)를 표시하는 것을 이용한다. 그러나 대형기계에서는 보다 저 주파수영역을, 구름베어링 기계에서는 보다 고주파수영역을 측정하고 평가하지 않으면 안된다.

② 그러한 진동수 영역에서는 진동 severity로 평가하는 것은 경험과 맞지않다.

따라서 1983년 스톡홀름회의에서 ISO 2372를 전면 개정할 것을 결정하였다. 그 후 몇회인가 안을 수정하고 1988년 광동회의에서 거의 동의하게 되었다. 이에 이은 분책으로서

2372/2 증기터빈, 발전기

2372/6 왕복동기계

가 토의중에 있다. 제 3~5 분책은 규격화가 선행되고 있는 축진동의 규격번호에 대응할 예정이나, 우선 제 3분책(2372/3)에 상당하는 공업용 발전기와 전동기의 Draft가 독일에 의해 준비되었다. 따라서 전동기의 평가를 규정한 기존의 ISO 2373은 폐지되도록 결정되었다.

5. 축진동의 평가

회전기계에서 발생하는 진동의 원인은 대부분 회전축에 관계가 있다. 따라서 축의 거동을 직접 측정하여 판정하는 것이 판정의 정밀도가 높고, 이상의 조기 발견이나 2차 피해의 회피 등에 바람직한 방법이라 할수있다. 종래에는 축진동계의 계측정밀도나 신뢰성등으로 인하여 그다지 사용되지 않았고 따라서 각종 기계에 대한 실적치가 거의 없었으나 최근 비교적 저렴한 가격과 고정밀도의 계측기가 생산되므로 인해 급속히 보급되어 사용되고 있다.

축진동에 관한 규격으로는

VDI 2059를 기초로 한 축진동의 기본 guide line으로서 7919가 1975년부터 11년이 걸려 드디어 1986년에 완성되었다. 이처럼 오랜시간이 걸린 것은 척도에 대해 독일의 주장이 강하였던 것이 원인이었다. 이에 이은 분책으로서 제 2~4분책은 일단 1985년 Draft proposal화 되어 SC 2에 제안되었으나, 각국의 의견이 일치하지 않아 다시 SC2/WG1에서 토의되고 있다. 그 원인은 허용치에 대해 각국의 의견이 맞지 않기 때문이다. 이에 대해서는 앞으로도 많은 우여곡절이 있을 것이다.

7919의 분책은 다음과 같이 예정되어 있다.

7919/1 전체 guide line

7919/2 대형 증기터빈, 발전기

7919/3 공업용 기계

7919/4 가스터빈

7919/5 수력기계

이하에 ISO 7919/1 「비왕복동기계의 축진동 측정과 평가」에 대해 설명한다. 기계의 「베어링」 진동을 측정 평가하는 ISO 2372에 비해 이 규격은 축(저널)위에서

표 2 베어링 진동과 축진동에 의한 평가 비교

	베어링 진동	축진동
설비	<ul style="list-style-type: none"> 검출기의 부착 및 제거가 간단하고 수리가 용이 진동측정이 용이 진동계측장비가 싸다 	<ul style="list-style-type: none"> 부착방법에 제한이 있다 진동측정이 베어링보다 곤란 진동계측장비가 비싸다
기능상 특징	<ul style="list-style-type: none"> 진동감도가 낮다(축이 경량, 케이싱이 강한 경우, 과도적인 진동변화나 이상진동의 검출감도가 둔하다) data가 풍부하고, 한계치도 널리 알려져 있다 측정기의 신뢰도가 높다 	<ul style="list-style-type: none"> 진동감도가 높다 응답이 빠르다(베어링 진동의 변화에 선행하여 변화하는 일이 많다) 한계치를 설정하기 위한 기본값(예로, 불평형, 베어링내역)에 대해서 직접적 평가기준이 일반화 되어 있지 않다(극히 한정된 기종에만 규격이 있음)
측정점	<ul style="list-style-type: none"> 진동측정점의 결정이 쉽고, 장소의 효과가 적다 	<ul style="list-style-type: none"> 검출장소에 따라 측정차가 크다
용도	<ul style="list-style-type: none"> 기계의 overall한 진동감시 	<ul style="list-style-type: none"> 베어링에 비해 보다 상세한 진동감시, 보다 정도높은 field balance용 data로서 사용가능

진동을 직접측정하는 경우를 취급하며, 축의 휘돌림 궤적, 최대진폭을 측정하는 조건, 방법, 측정치를 나타내는 방법을 정하고 있다. 표 2에 베어링진동과 축진동에 의한 평가를 비교하고 있다.

본 규격이 염두에 두고 있는 과제를 정리하면

① 진동거동의 변화에 따른 이상의 조기발견

정상인 운전상태로 부터의 변화에는 어떠한 원인이 있다.

② 과도한 부하에 의한 2차 피해의 방지

진동에 기인하는 큰 하중이나 응력은 베어링 파손 등의 원인이 된다.

③ 반경톱새의 감시

큰 진동은 회전부와 정지부의 접촉을 가져오고 큰 사고의 원인이 된다.

축진동평가의 척도에 대해서는

상기의 과제로 부터 진동변위를 평가치로 채용하고 있다. 과거에는 수직 또는 수평방향의 축진동을 측정하도록 되었다. 그러나 회전체(rotor)의 축진동 궤적은 일반적으로 원이 아닌 타원형으로, 그 장축 방향은 수평 또는 수직방향이라고 한정할 수 없다. 이는 축방향의 위치에 따라서도 다르고, 고조파가 혼입되면 더욱 복잡한 형태가 된

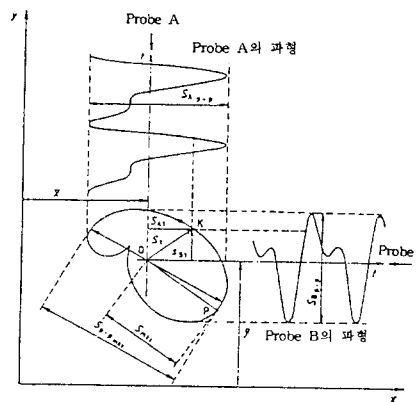


그림 2 측쇄적과 축진동변위의 정의(ISO 7919/1)

다. 따라서 ISO에서는 측쇄적의 최대치(S_{p-pmax})를 평가의 기본으로 하지만(그림 2), 이것을 쉽게 측정할 수 있는 계기가 없으므로 우선은 다음중의 어느 근사치를 대용하도록 하고있다.

① 근사법 1: 직각 2방향 진폭의 합성치를 이용하는 방법

직각 2방향 진폭을 각각 S_{AP-P} , S_{BP-P} 라 하면, 이의 합성치는

$$S_{p-pmax} \approx \sqrt{(S_{AP-P})^2 + (S_{BP-P})^2}$$

② 근사법 2: 직각 2방향 진폭 중 큰 값을 이용하는 방법

$$S_{p-pmax} \approx (S_{AP-P} \text{ 또는 } S_{BP-P})_{max}$$

③ 근사법 3: 독일 VDI 2059 규격에서 채용하고 있는 시간평균치 0에서 축변위의 최대치(S_{max})의 2 배를 이용하는 방법

$$S_{p-pmax} \approx 2 \times S_{max}$$

여기서 S_{max} 는 다음과 같이 구한다. 우선 직각 2방향(A, B방향)의 진동 파형의 평균치로 부터의 편위, $S_A(t)$ 와 $S_B(t)$ 를 구한다.

$$S_A(t) = x(t) - \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt$$

$$S_B(t) = y(t) - \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} y(t) dt$$

x, y : 고정좌표축

o : 측쇄적의 평균위치

\bar{x}, \bar{y} : 축변위의 평균치

K : 축의 어느 순간의 위치

P : 평균위치에서 최대변위하였을 때의 축 위치

S_1 : 축변위의 순시치

S_{max} : 시간평균위치 0에서의 축변위 최대치

S_{A1}, S_{B1} : 축변위 순시치 (S_1)의 A, B방향 성분

S_{p-pmax} : 축변위의 peak-peak치의 최대값

S_{AP-p} : A방향의 축변위 peak-peak치

S_{BP-p} : B방향의 축변위 peak-peak치

이 출력을 시시각각 합성하고, 합성치의 최대치 S_{max} 를 다음과 같이 구한다.

$$S_{max} = [S_I(t)]_{max} = [\sqrt{S_A^2(t) + S_B^2(t)}]_{max}$$

어느 근사법도 측 제적의 형상에 따라 오차를 발생하고, 그 일례를 표 3에 나타낸다. 실용적으로는 근사법 2 또는 1이 많이 사용될 수 있을 것이다. 이 규격은 축진동의

평가치를 제공하는 것은 아니다. 전체 ISO 7919 시리즈에서는 진동 평가의 척도로 진동의 변위진폭(μm)을 이용하고 있다. 그 허용치는 아직 결정되어 있지 않고, 기계의 회전속도 N 에 대해서 $1/\sqrt{N}$ 에 비례시키는 것에는 합의가 이루어져 있다. ISO 2372의 베어링 진동에서는 평가치는 진동속도 일정, 즉 변위환산으로 $1/N$ 에 비례시키고 있는 것과는 다르므로 주의가 필요하다.

하고 있는 것이 현실이므로 관련분야의 분발이 요청된다.

참고문헌

- (1) ISO 7919/1, Mechanical Vibration of Non-Reciprocating Machines-Measurements on Rotating Shafts and Evaluation-Part 1: General Guidelines.
- (2) ISO 2372, Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200 rev/s—Basis for Specifying Evaluation Standards.
- (3) ISO 2373, Mechanical Vibration of Certain Rotating Electrical Machinery with Shaft Heights Between 80 and 400 mm—Measurement and Evaluation of the Vibration Severity.
- (4) ISO 3945, Mechanical Vibration of Large Rotational Operating Speeds from 10 to 200 per/s—Measurement and Evaluation of the Vibration Severity in Situ.
- (5) VDI 2059, Blatt 1, Wellenschwingungen von Turbosätzen Grundlagen für die Messung und Beurteilung.
- (6) 鷺澤忍, 回轉體の振動評價, 日本機械學會 第 681回 講習會教材 (1988, 10).
- (7) 三輪修三, 日本船用機關學會誌 25(8) pp. 489~497, 1990.

표 3 축진동의 근사법에 따른 오차

측패적의 예		
근사법 1	최대 +41%	0%
근사법 2	0%	최대 -29%
근사법 3	0%	0%
단 고조파가 혼합되면 $2S_{max} > S_{p-pmax}$		

6. 맺 음 말

지금까지 ISO TC 108/SC 2/WG 1에 관련된 회전기계의 진동 평가에 대해 베어링진동과 축진동 규격을 개략적으로 검토하였다. 회전기계를 포함한 기계진동분야의

국제규격화는 광범위하고도 신속하게 진행되고 있다. 따라서 이에 관련된 정보를 신속히 입수하고 이에 대처할 수 있는 국내조직이 구성되는 것이 무엇보다 시급하다. 우리나라의 경제력이나 무역량에 비해 국제규격화에 대한 활동은 너무 미약하고, 크게 관심을 기울이지 못