

# 응력해석을 통한 회전체의 축정렬 방법 개선에 관한 연구

김경석\*, 정현철\*\*, 김태열\*\*, 이시연\*\*\*, 윤주호\*\*\*\*

## A Study on the Improvement of rotor axes arrangement method through the stress analysis

Kyung-Suk KIM, Hyun-Chul JUNG, Tae-Yuol KIM, Si-Yun LEE, Ju-Ho YOON

### ABSTRACT

In order to align the shaft, the dialgauge method has used as a means of solution until now . The method using a dialgauge require a great deal of labour and money due to making by hand, the accurate alignment is not up to the expectation. For aligning the shaft, all the rotor must come to accord. It means that the moment of the point of coupling must keep being "Zero". The ideal measurement method as to material on the zero is used by straingauge which can gauge the moment at any point of the shaft. Also, the dialgauge method cannot be compared with straingauge measurement method, from the viewpoint, which can gauge in short time.

**Key Words** : Alignment(축정렬), dialgauge(다이얼게이지), Straingauge(스트레인게이지), moment(모멘트), Strain(응력)

### 1. 서 론

원자력, 수력, 화력 등의 발전소에는 다종, 다양한 회전체가 운전되고 있으며, 대표적인 회전체의 하나로서 발전기의 구동원인 터빈은 샤프트, 블레이드, 커플링, 베어링 등 복잡한 구조로 구성되어 있다. 현재 발전용 터빈은 국내 기업의 독자적인 기술력으로 설계제작이 어려운 실정이며, 국내에서 운전되고 있는 발전용 터빈은 외국에서 제작된 것으로 터빈의 유지, 정비에 여러 가지 지원이 어려운 형편이다. 따라서 회전체의 정비를 정기적이고, 지속적으로 행하는 것이 설비의 안정성과 신뢰성을 확보하는 지름길이라 할 수 있다.

회전체는 자체 하중에 의해 축이 고온, 고압상태에서 회전함으로써 일정기간이 경과하면 축과 축

사이의 움푹, 앵글, 컴비네이션 등에 의한 미스얼라인먼트가 발생하게 된다. 이와 같은 미스얼라인먼트 현상이 발생되면 회전체의 소음과 진동원으로 작용할 뿐만 아니라, 회전체의 가장 취약부라 할 수 있는 커플링부에 응력집중이 초래되어 기기의 수명을 단축시키고 최악의 경우 회전중 파손을 초래할 수 있다.

현재 축정렬은 단지 다이얼 게이지 등을 이용한 수작업으로 이루어지기 때문에 최적 상태의 축정렬이 불가능하고, 운전 중 회전체의 운전상태를 진동 이외에는 계측할 수 없는 실정이다. 대형 회전체의 금속 피로 현상을 예방하기 위해서는 취약부라 할 수 있는 커플링부의 벤딩 모멘트를 "0" 상태로 유지시켜야 하는데 다이얼 게이지 등을 이용하는 기존의 방법으로는 정량적인 벤딩 모멘트를 계측할 수 없기 때문에 운전 중 발생하는 모멘트에 의해서 금속의 피로현상이 유발될 수 있으며 설비의 노후화를 초래하게 된다. 또한 축정렬에 소요되는 시간이 길게 되

\* 조선대학교 기계공학부

\*\* 조선대학교 대학원

\*\*\* 한전기공 주식회사

어 정비업무에 있어 인력과 시간의 낭비요인이 있으며 발전설비 운용에 있어 비효율적인 면이 있다.

이와 달리 스트레인 게이지는 1895년 측정원리가 발견되어 1950년대부터 실제 구조물의 변형을 측정하는데 실용화된 이래로 현재 여러 가지 구조물 또는 설비의 Strain을 측정하는 것을 비롯하여 선박, 항공, 차량, 건축, 토목 분야 등에서 압력, 하중, Torque, 가속도 등을 측정하는데 널리 이용되고 있는 일반적인 기술이다.

따라서 이를 이용하여 대형 회전체의 구조 및 응력해석에 대한 연구를 자체적으로 수행함으로써 얻어지는 자료 및 경험과 기술을 토대로 하여 국내 발전설비에 대한 확실성과 외국의 기술력에 의존하는 경우의 시간·비용의 낭비요인을 배제할 수 있으며, 연구수행의 과정에서 얻어지는 경험을 바탕으로 다른 설비의 정비분야에 과학적이고 정확한 정비업무를 확대시행 할 수 있으리라 본다.

## 2. 원리

### 2.1 스트레인 게이지(Straingauge) 원리

스트레인과 수감저항체의 전기저항값 변화와의 관계는 Fig.1과 같이 저항선이 직선이라 생각하고 그 전저항값을  $R$ , 수감저항체의 비저항을  $\rho$ , 단면적을  $A$ , 길이를  $l$ 이라 하면

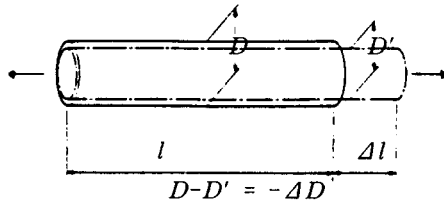


Fig.1 Change in resistance for conductor

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad (2.1)$$

이 수감저항체의 외부온도를 일정하게 하고 균일하게 인장, 압축시켜 발생하는 저항값의 변화율  $\Delta R/R$  을 구하기 위해, 식(2.1)을 미분하여 양변을  $R$  로 나누면

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{dL}{L} + \frac{d\rho}{\rho} - \frac{dA}{A} \quad (2.2)$$

와 같이 표시할 수 있으며, 여기에서 스트레인  $\epsilon$  은

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.3)$$

또, 여기 저항선의 전 체적을  $V$ 라 하면  $V=A \cdot l$  이므로

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta A}{A} + \epsilon$$

수감저항체의 체적변화가 발생하면 밀도변화가 있고, 따라서 저항이 변화한다. 이때, 체적변화율과 비저항의 변화율이 같다고 하면

$$\frac{\Delta S}{S} = \frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta A}{A} + \epsilon \quad (2.4)$$

식(2.2)~(2.4)의 관계로부터 저항변화는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\Delta R}{R} = 2\epsilon \quad (2.5)$$

그러나 일반 보통 금속 수감저항체가 반드시 식(2.5)와 같다고는 할 수 없으므로

$$\frac{\Delta R}{R} = F_0 \epsilon \quad (2.6)$$

여기서,  $F_0$ 는 스트레인 게이지의 스트레인 감도이다. 일반적으로 스트레인 게이지용 수감저항체에 적합한  $F_0$ 는 +2.0~+4.0인 것이 가장 많다.

### 2.2 Straingauge와 Bendig moment와의 관계

회전체에서 가장 취약한 부분인, 커플링과 커플링 보울트부에서 모멘트가 가장 크다. 따라서 스트레인 게이지를 취약부인 커플링 부근에 부착하였을 때, 굽힘모멘트가 작용함으로써 얻어진 스트레인값은 회전체의 굽힘모멘트와 비례관계에 있다는 사실을 이용하였다. 굽힘모멘트와 스트레인의 관계식을 식(2.7)에 나타냈다.

$$\sigma = E\epsilon = \frac{M}{W} f = \frac{4M}{\pi R^3} f$$

$$M = \frac{E\pi R^3}{4f} \epsilon \quad (2.7)$$

여기서,

$M$  : bending moment of rotor axes,

$E$  : Young's Modulus

$R$  : radius of rotor axes

$f$  : stress concentration factor  $\epsilon$  : Strain

Fig.2에 나타낸 바와 같이 커플링의 양쪽에 스트레인 게이지를 부착시키고, 회전체가 느린 속도로 회전하는 동안 굽힘모멘트에 의해 발생하는 스트레

인 변화를 매 30° 마다 측정을 하였다.

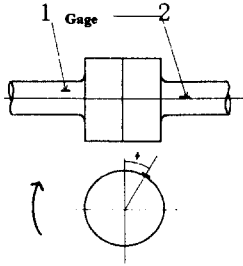


Fig.2 bonding position of Strain gauge

### 2.3 전산처리를 위한 역학적 이론

우선 변위를 주기 전 상태에서 스트레인게이지에서 스트레인값의 최대, 최소를 구하고 이들 값의 평균을 구하여 게이지의 스트레인값으로 취한다.

$$\epsilon = \frac{|\epsilon_{\max}| + |\epsilon_{\min}|}{2} \quad (2.8)$$

여기서,  $\epsilon$  = 게이지의 평균 스트레인값( $\mu$ )  
 $\epsilon_{\max}$  = 게이지의 최대 스트레인값( $\mu$ )  
 $\epsilon_{\min}$  = 게이지의 최소 스트레인값( $\mu$ )

스트레인값과 굽힘모멘트의 관계식을 이용하여  $\epsilon$ 에 대한 굽힘모멘트를 구한다.

$$M = \frac{E\pi r^3 \epsilon}{4f} \quad (2.9)$$

이때,  $M$  = 게이지에 대한 굽힘모멘트(N-m)  
 $E$  = 축의 탄성계수(N/m<sup>2</sup>)  
 $r$  = 축의 반지름(m),  $f$  = 응력집중계수

$M$ 에 대한 베어링부의 지점반력은 다음의 관계가 성립한다.

$$M = R \times a \quad (2.10)$$

여기서,  $R$  = 베어링부의 지점반력(N)  
 $a$  = 베어링부와 Strain gauge간의 거리(m)

이제 변위를 가한 상태에서 평균 스트레인값과 굽힘모멘트값, 및 지점반력을 각각 구한다.

$$\begin{aligned} \epsilon' &= \frac{|\epsilon'_{\max}| + |\epsilon'_{\min}|}{2} \\ M &= \frac{E\pi r^3 \epsilon'}{4} \\ M &= (R + R_x) \times a \end{aligned} \quad (2.11)$$

여기서,

$\epsilon'$  : 변위를 준 상태에서의 평균 스트레인값( $\mu$ )  
 $R_x$  : 변위를 준 상태에서의 지점반력(N)

이상의 과정을 통해서 구해진  $R_x$ 를 이용하여 베어링부에 발생하는 처짐량을 구할 수 있다.

$$\delta = \frac{Pl^3}{48EI} \quad (2.12)$$

이때,  $\delta$  : 베어링부의 처짐량(m) ( $\delta = -u_2$ )  
 $l$  : 베어링부와 베어링부의 거리(m)  
 $I$  : 축의 단면 2차 모멘트(m<sup>4</sup>)

최종적으로  $\delta$ 에 -1배 해줌으로서 목적하는 결과값인 베어링 조정량  $u_2$ 를 구할 수 있다.

## 3. 실험

### 3.1 실험방법

Fig.3는 진동교정 시뮬레이터의 개략도로서 각부 위치 및 스트레인게이지 부착위치를 나타내고 있다.

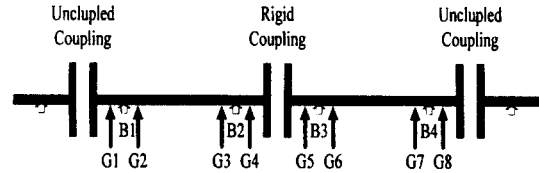


Fig.3 Position of each part and strain gauge  
(G : Strain gauge, B : Bearing, C : Coupling)

Fig.3에서 보는 바와 같이 시뮬레이터는 모터가 있는 축과 두 개의 스펀이 커플링에 의해 서로 결합되어 있는 형태로 되어 있으며, 두 개의 스펀은 각각 두 개의 베어링에 의해 지지되어 있다. 베어링의 형태는 저어널 베어링이며, 스펀의 길이는 작은 반면에 베어링부가 넓게 설계되어 있어 시뮬레이터에 부착되어 있는 스트레인게이지에서는 훨씬 낮은 스트레인값이 얻어졌다. 베어링부의 이동량에 따른 회전체에서의 스트레인 분포를 알아보기 위해 베어링의 양측에 각각 스트레인게이지를 부착시켰다.

스트레인값은 각 스트레인게이지에 대해 매 30° 마다의 값을 얻기 위해 회전체를 360° 회전시켜 각 스트레인게이지에 대하여 13개의 값을 취하였다. 또한 System 5000(Static Strainmeter)을 이용하여 스

트레인게이지에서 나온 신호를 실제 필요한 스트레인 값으로 변환시켰으며, 스트레인게이지의 특성상 발생하는 미세 오차는 대기시간에 대한 평균값을 구할 때 상쇄시키는 것으로 하였다.

회전체에 부착되어 있는 각 스트레인게이지에 대한 정보를 입력하여 Zero Calibration을 실행한 후, 시뮬레이터를 360° 회전시키면서 각 스트레인게이지에서 나오는 스트레인 값을 구하여 파일로 저장시켰다. Fig.4에 스트레인게이지의 부착형태 및 부착위치를 나타냈다.



Fig.4 Position of Strain gauge

#### 4. 실험 결과

기존의 다이얼게이지 방법을 이용하여 시뮬레이터의 측정결과를 행한 후, 기준이 되는 스트레인값으로 채택하였다. Fig.6은 기준이 되는 스트레인에 대한 변화를 나타내고 있다. 각 베어링부의 이동시 정확한 값을 적용시키기 위하여 Fig.5에서와 같이 다이얼게이지 및 간극게이지, 테이퍼게이지를 이용하였다.

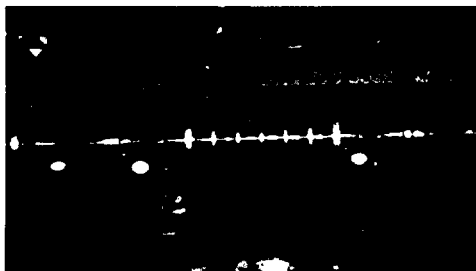


Fig.5 position of dial gauge and gap gauge, taper gauge

또한, 변위에 따른 스트레인 변화를 알 수 있도록 변위를 준 후의 각 스트레인게이지로부터 얻어진 스

트레인값에 대한 도표와 이에 따른 분포도의 예를 Table.1~Table.4와 Fig.7~Fig.10 각각에 나타내었다.

Strain Distribution Graph (A0)

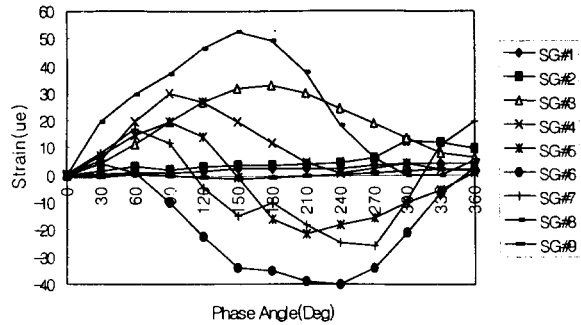


Fig.6 Strain distribution graph along phase angles(initial condition)

Table.1 strain along displacement of bearing (y=-0.5mm)

	SG#1	SG#2	SG#3	SG#4	SG#5	SG#6	SG#7	SG#8	SG#9
0	1.7653	1.1255	1.8453	0.8838	0.0771	0.8833	0.7014	-1.1639	0.1605
30	1.8570	1.5848	4.4700	6.9474	4.4289	2.1337	5.2773	9.1707	-0.2753
60	2.3394	1.9882	12.3781	22.2180	10.8355	-2.9556	-19.3049	15.1000	-1.1013
90	3.0030	1.7484	21.4815	34.4853	13.8175	-15.1760	-36.5759	22.3233	-0.6325
120	2.8896	0.0000	28.0593	34.2550	6.0126	-32.2104	-40.0507	31.0381	0.0000
150	2.3470	-1.1456	31.4713	29.0110	-8.3251	-42.8784	-68.3248	36.2009	-0.4818
180	2.8084	-1.2852	30.8855	18.2167	-23.2017	-45.8493	-64.7935	33.2242	-0.4818
210	3.0949	-0.5512	28.0584	9.0798	-27.2857	-45.9035	-69.1343	21.9960	0.6195
240	3.7445	0.2680	22.9463	4.7615	-23.1248	-43.6278	-65.9807	13.1926	1.4889
270	3.7913	1.2661	17.3298	6.0188	-17.0544	-36.1097	-61.6880	4.8280	1.3250
300	3.9117	2.3514	10.3465	6.6808	-9.8859	-20.2349	-29.1075	-1.2570	0.7829
330	4.0822	2.5525	4.9342	2.2871	-5.3757	-5.6512	-8.1246	-0.9050	0.6023
360	3.4683	2.6046	3.8029	1.0112	-1.0538	2.7463	0.2338	1.6410	1.4935

Strain Distribution Graph (A2)

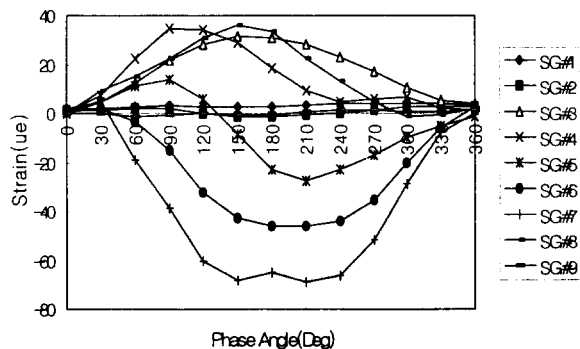


Fig.7 Strain distribution graph along displacement of bearing (y=-0.5mm)

Table.2 strain along displacement of bearing  
(y=0.5mm)

	SG#1	SG#2	SG#3	SG#4	SG#5	SG#6	SG#7	SG#8	SG#9
0	-4.036	-0.9644	-0.6419	-0.2407	-0.0771	-0.2409	-2.4045	0.3217	-0.9931
30	-1.5061	-1.5039	2.6480	7.2821	5.3169	1.3660	-1.6870	6.0998	-1.3247
60	0.1606	-0.4286	10.1638	22.7369	11.6650	-2.8304	-9.6936	11.6993	-1.5521
90	0.4281	-1.6610	17.7071	37.9292	16.7531	-12.7321	-24.5097	20.7518	-1.6592
120	1.4449	-2.1097	24.1334	40.0224	13.1814	-25.6515	-40.0794	28.4739	-2.3483
150	2.2537	-1.9999	27.4438	32.9943	-0.1388	-35.9839	-47.0479	32.7207	-2.4085
180	1.7352	-2.5426	26.8746	20.3964	-16.8699	-39.4127	-44.9885	29.2634	-2.1458
210	0.6599	-2.6741	23.5042	9.3229	-21.9905	-41.7336	-46.8743	20.0057	-2.1020
240	-0.1927	-2.0253	17.7662	2.8887	-20.8122	-41.7162	-50.8173	10.9783	-1.5414
270	0.0556	-1.2323	13.2133	3.5942	-17.2663	-35.0578	-46.6910	2.1966	-0.9534
300	0.8188	-0.2893	7.5109	4.2650	-10.3136	-23.1704	-32.0635	-3.3781	-0.3372
330	1.1774	1.1252	2.0663	-0.8354	-5.6015	-6.5841	-11.7374	-2.5738	1.1240
360	0.5519	1.2065	0.0000	-1.6951	-0.7709	-0.8932	-1.7839	-0.4826	1.7692

Strain Distribution Graph (A27)

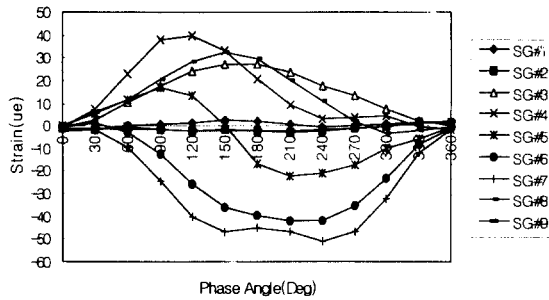


Fig.8 Strain distribution graph along phase angles(y=0.5)

Table.3 strain along displacement of bearing  
(x=-0.5mm)

	SG#1	SG#2	SG#3	SG#4	SG#5	SG#6	SG#7	SG#8	SG#9
0	-0.3211	-0.4019	-0.1605	0.0002	0.4625	-0.6423	-0.5404	1.2889	1.1239
30	-2.2478	-1.3932	1.1789	14.9776	14.0294	11.0254	13.8960	4.2361	-0.0000
60	-2.2478	-1.1789	8.5039	33.2727	24.8226	12.2564	15.3364	9.5446	-1.1774
90	-2.4772	-1.0334	15.7504	49.4516	30.5934	3.9224	5.6880	16.6639	-3.2342
120	-2.6837	-1.2401	22.2160	51.2401	23.9951	-12.7300	-11.5790	24.2677	-4.6656
150	-3.1653	-1.3080	23.0414	32.2563	6.8718	-28.0757	-23.0257	27.3700	-6.2619
180	-2.4772	-1.0334	21.7346	8.1843	-15.9234	-41.0007	-30.1050	24.2679	-6.7436
210	-2.2000	-1.0334	17.4704	-11.8289	-32.1110	-51.0680	-37.4497	21.1660	-6.3307
240	-1.8063	-0.3617	13.1797	-20.2194	-38.5611	-57.5605	-48.1680	14.2360	-4.2147
270	-1.3946	0.7234	8.9072	-18.5943	-35.8439	-55.3328	-53.4666	5.3066	-4.3963
300	-0.7493	2.1970	5.4666	-9.7886	-23.9999	-40.0037	-46.6793	-1.8767	-4.3966
330	-0.4817	2.3511	1.1434	-4.5735	-11.3036	-22.3382	-26.8051	-4.2630	-3.6728
360	-0.4817	1.7362	-0.9929	-1.2517	-0.6475	-0.3664	-0.8337	-3.3781	-4.1424

Strain Distribution Graph (B1)

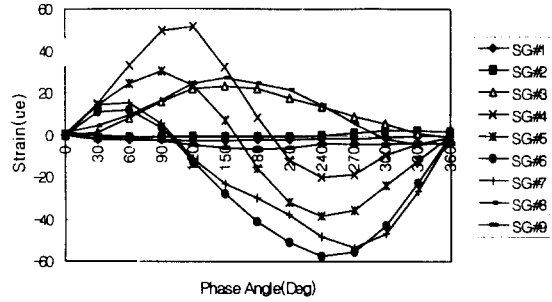


Fig.9 Strain distribution graph along phase angles(x=-0.5mm)

Table.4 strain along displacement of bearing  
(x=-0.5mm)

	SG#1	SG#2	SG#3	SG#4	SG#5	SG#6	SG#7	SG#8	SG#9
0	0.6667	0.4384	-0.3063	-0.0575	0.0841	-0.1751	0.1684	0.0409	0.1314
30	-3.5776	7.5781	12.9971	5.9934	1.7837	-4.9635	-5.0282	0.8861	-0.0888
60	-1.7699	11.8146	22.3043	17.3308	3.9308	-11.6378	-13.1213	6.5141	0.0803
90	0.1376	11.9889	28.7459	20.7697	-0.5365	-22.7720	-24.2136	12.8210	0.4129
120	3.0601	10.2373	31.6915	17.8825	-6.6282	-31.2218	-30.7193	20.1048	1.2042
150	8.5314	6.8203	27.6456	10.3155	-14.0049	-34.9486	-29.5066	26.0561	1.4460
180	15.2736	1.0334	18.0880	10.1781	-16.0666	-36.4983	-28.3813	24.6777	0.9634
210	20.7895	-3.1346	8.1835	16.1277	-10.3273	-31.2220	-27.4773	22.0380	1.1239
240	24.0005	-4.0880	1.2837	23.9910	-1.3102	-36.8880	-28.6657	16.0032	1.5253
270	23.6654	-1.1574	-1.3478	24.8416	3.8645	-20.0339	-26.8800	8.9749	2.7937
300	19.6657	3.7775	1.9255	15.0943	4.3161	-9.0700	-14.3880	4.9066	3.5323
330	14.5169	9.9993	7.7709	7.4864	4.1620	-0.4128	-3.3741	3.6601	4.4039
360	9.3309	13.1407	12.2750	4.6337	4.7978	2.9468	1.5630	3.3173	4.6864

Strain Distribution Graph (B54)

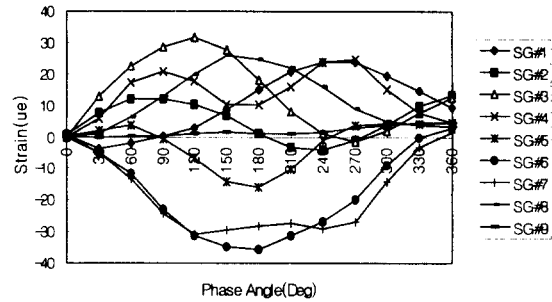


Fig.10 Strain distribution graph along phase angles(x=-0.5mm)

## 5. 고 찰

실험을 행하는 동안 결과 데이터에 영향을 미치는 요인들에 대해 조사, 분석한 결과, 다음과 같은

사항을 알 수 있었다.

첫째, 시뮬레이터의 사양이 실제 설비와 동일한 (축소) 형태인 경우 최적의 결과를 얻을 수 있으며, 실험 영역을 모터축이 없는 스펜으로 설정해야 한다. 또한 응력이 집중되는 부위를 파악하고 해당 위치에 스트레인게이지를 부착시켜 실험해야 거의 유사한 형태의 과정을 수행할 수 있을 것으로 생각된다.

둘째, 실제 축에 대한 역학적 해석을 행하기 위해서는 많은 시간이 투자되어야 하며, 이러한 축에 맞는 프로그램을 작성하기에는 무리가 따르는 파라미터들이 많다. 이들을 제거, 또는 간략화를 시키는 과정중 발생하는 오차는 어느 정도 감수해야 할 것이다.

셋째, 부착되어 있는 스트레인게이지에 의한 스트레인값의 정확성을 기하기 위해 보다 고정도의 스트레인게이지를 사용하는 방법이 바람직하며, 외부 노이즈가 최대한 방지될 수 있는 조건을 설정한 후 실험을 행해야 좋은 결과를 얻을 수 있으며, 정확한 해석을 할 수 있을 것이다.

## 6. 결 론

지금까지 본 연구를 통하여 다이얼게이지에 의한 측정렬에 있어서의 문제점과 새로운 기술의 필요성을 알아보았으며, 새로운 기술로서 스트레인 게이지를 이용한 측정렬 방법을 제시하여 본 방법을 이용한 회전체의 측정렬에서의 적용 가능성을 확인하였다. 또한, 다이얼게이지에서는 할 수 없었던 계측의 연속화를 기할 수 있었고, 모니터링을 통한 상황분석이 가능함을 확인할 수 있었다.

기존의 다이얼게이지에 의한 측정렬에 소요되는 분해, 조립에 걸리는 시간 및 정비를 하기 위해 투입되는 인력손실의 절감과 경비절약이 기대된다. 스트레인게이지에 의한 측정렬 방법이 체계적으로 정립되는 시점에서는 국내 회전체를 사용하는 대부분의 사업장에서 회전체 측정렬에 본 방법을 도입하게 될 것이며, 따라서 측정렬에 대한 해외 의존도가 크게 줄어들 것이다.

## 참 고 문 헌

1. 한용교 : 「스트레인 게이지 -이론과 응용-」 : 보성문화사, 1993.
2. John M. Vance : Rotodynamics of

- Turbomachinery : John Wiley & Sons. Inc., 1988.
3. Dara W. Childs : Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis : John Wiley & Sons. Inc., 1993.
4. William McGuire and Richard H. Gallagher : Matrix structural analysis : John Wiley & Sons. Inc., 1979.
5. 김규석 : 「매트릭스 구조해석」 : 기문당, 1996.
6. Walter d. Pilkey : Formulas for stress, strain, and structural matrices : John Wiley & Sons. Inc., 1994.
7. Peter Lancaster and Miton Tismenetsky : The theory of matrices with application, 2nd Ed. : Academic Press, 1985.
8. Y. C. Fung : First course in continuum mechanics, 3rd Ed. : Prentice Hall, Inc., 1994.
9. 김상철 · 양창현 · 이완익 : 「재료역학」 : 청문각, 1985.
10. 정태권 · 오정국 · 이규태 · 심재기 · 양인영 · 이상호 : 「신판 기계설계」 : 삼성실업, 1995.
11. Louis A. Pipes and Lawrence R. Harvill : Applied mathematics for engineers and physicists, 3rd Ed. : McGraw-Hill, Inc., 1970.
12. Delores M. Etter : Engineering problem solving with ANSI C: Fundamental concepts : Prentice Hall, Inc., 1995.
13. 富澤正雄, "多軸受軸系のアライメントと軸受荷重分布の検討", 「日本機械學會論文集(C編)」第57卷, 第533號 : pp. 171~176, 1991.
14. Y. Hori and R. Uematsu, "Influence of misalignment of support journal bearings on stability of a multi-rotor system", TRIBOLOGY international, (1980), pp. 249~252.
15. Ricahrd M. Baldwin, Harold R. Simmons, Anthony J. Smalley, Robert W. Frischmuth and George H. Quentin, "Evolving technologies for turbomachinery monitoring and diagnosis", IGTI, NewYork, Vol.7, (1992), pp. 359~364.