

공진회피에 의한 모터와 펌프의 진동제어

°김 희원*, 주 원호*, 정 균양*

(A Vibration Control of the Motor and the Pump by Avoiding Resonance)

(Heui-Won Kim, Won-Ho Joo, Kyoon-Yang Chung)

Abstract

A resonance is the one of major reasons of vibration problems occurred in industrial fields. To reduce vibration level due to resonance, structure reinforcements or change of the dynamic characteristics is generally applied. In this paper, the troublesome vibration levels of the motor shaft and auxiliary condensate pump are reduced by avoiding resonance.

1. 서론

여러 산업 현장에 설치되어 있는 각종 회전기계에서 발생하고 있는 진동문제의 원인은 설계단계에서 발생할 수 있는 공진, 기계 제작시에 발생하는 회전축계의 불평형, 그리고 설치시에 발생하는 회전축의 정렬불량이 그 대부분을 차지하고 있다. 이 중에서 회전축계의 불평형과 축의 정렬불량 등으로 발생하는 진동문제는 기계의 제작과 조립시 세심한 주의를 기울인다면 사전에 방지할 수 있다. 하지만 공진에 의해 발생한 진동문제는 설계변수를 변경하여 다시 제작을 하거나 기계의 동적특성을 변경하여 해결해야 한다. 본 논문에서는 모터의 회전축과 펌프에 발생한 진동문제를 공진 회피 방법을 이용하여 해결한 사례를 제시하고자 한다.

2. 모터 회전축계의 진동문제

3,750 kW급 모터의 현장 시운전중 모터와 팬을 연결하는 유체 커플링에서 약 $700 \mu m_{p-p}$ 의 높은 진동이 발생하여 시운전이 중단되었다. 이에 과도한 진동의 원인을 규명하고 적절한 대책 수립을 위하여 모터 회전축계의 진동해석을 수행하였다.

본 모터의 주요제원은 Table 1과 같으며, Fig.1에 축계 외형도를 나타내었다.

Table 1 Major specification

항목		제원	
모델			
출력(kW)		3,750	
회전수(rpm)		995	
모터	길이(mm)	5843	
	총중량(kg)	8805.8	
베어링	Oil quantity (l/ min)	Coupling side	18
		End bearing side	18
	Sort of oil		ISO VG 46
	Inlet temperature(°C)		max. 40

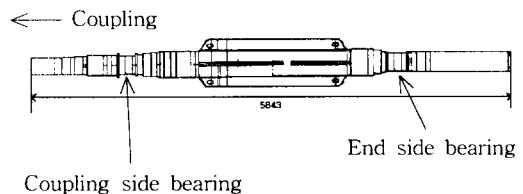


Fig.1 The shape of motor shaft

*현대중공업(주) 선박해양연구소

2.1 축계 진동해석 프로그램

축계의 진동해석은 회전축의 정적해석, 저어널 베어링 동특성 평가, 복소 고유치해석 및 불평형 응답해석의 단계로 수행되며, 이를 위해 본 해석에서는 [2]에서 개발한 프로그램을 이용하였다. 프로그램의 단계별 해석 내용은 다음과 같다.

정적처짐해석

본 단계에서는 해석대상 축계를 균일분포하중을 갖는 Timoshenko보로 모델링하고, 초기 정적상태에서 축계의 처짐, 처짐각, 모멘트 및 전단력 등을 전달행렬법을 이용하여 계산하며 그 결과는 저어널베어링 동특성 평가를 위한 기초자료로써 사용된다.

저어널베어링 동특성 평가

축계 진동해석을 수행하기 이전에 축계를 지지하고 있는 저어널베어링에 대한 동특성의 평가가 선행되어야 한다. 이를 위해서 적용된 베어링을 axial grooved cylindrical type으로 가정하고, Sommerfeld수에 의한 기하학적 상사성을 이용하여 보간법으로 해당 특성치를 추출하였다.

복소 고유치해석

저어널베어링의 감쇠특성이 고려된 대상계의 고유진동수를 추출하기 위하여 유한요소법에 의한 복소고유치해석을 수행한다.

불평형 응답해석

회전축계의 불평형 응답해석은 대상계 내에서 발생한 불평형(unbalance) 가진력에 의해 야기되는 회전축계의 강제진동을 평가하는 단계이다. 본 프로그램에서는 ISO나 API규격에서 기계 제작시 그 허용정도 즉, 잔류불평형의 한계를 분명히 하고 있기 때문에 초기 설계시 그 허용오차를 참조하여 해석을 수행하고 있다.

2.2 축계 동특성 평가

본 대상계의 과도한 진동원인을 규명하기 위하여 아래의 3가지 경우에 대한 정적처짐해석, 복소고유 진동해석 및 불평형응답해석을 수행하였다.

Case 1

모터 축계만을 고려하여 해석한 경우

Case 2

유체커플링과 연결된 모터축계의 무부하조건에서의 해석으로 축 길이가 273 mm 증가하였고 커플링 하중 1182 kg을 고려한 경우

Case 3

유체커플링과 연결된 모터축계의 부하조건에서의 해석으로 유체 커플링내의 Oil 증가량 290 kg을 고려한 경우

대상 축계의 재질은 S50C steel로서 일반 강철의 재질 특성치를 이용하였고 사용된 저어널베어링의 설계변수는 Table 2와 같다.

Table 2 Major specification of journal bearing

항목	설정치
직경 (mm)	225.0
길이 (mm)	170.0
반경틈새 (nm)	0.017
회전속도 (rpm)	995
기름의 점성계수 ($kg/s/cm^2$)	3.57×10^{-7}

각 해석에 대한 저어널베어링 동특성치의 계산 결과는 Table 3에 나타내었으며 베어링하중은 정적처짐해석 수행 결과를 이용하였고 각 요소의 정하중 이외에 토오크의 축계 굽힘 하중으로의 변환 기여분과 마그네틱 불평형에 의한 부가하중을 고려하였다.

이상의 해석 단계의 결과를 이용하여 수행된 복소고유치 해석결과를 Table 4에 나타내었는데 모터 단독 구동시는 1차 위험속도가 약 2000 rpm 근처에 위치하여 모터 정격 구동 회전수(995 rpm)에서의 기진력과의 공진가능성은 없으나, 무부하조건과 부하조건에서는 1차 위험속도가 모터 정격 구동 회전수 근처에 존재하여 공진 가능성이 있음을 보여주고 있다.

Table 3 Dynamic characteristics of journal bearing

Coefficient Calculation method		$k_{xx} /$	$k_{xy} /$	$k_{yx} /$	$k_{yy} /$
		c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
		$(\times 10^4 \text{ kg/cm}) / (\times 10^1 \text{ kgs/cm})$			
모터 단독	Coupling side bearing	193.7/ 2551.0	143.5/ 714.3	4.9/ 714.3	37.5/ 510.2
	End side bearing	195.4/ 2551.0	144.4/ 714.3	5.0/ 714.3	36.7/ 510.2
무부하 조건	Coupling side bearing	334.8/ 3877.6	217.2/ 1020.4	19.6/ 1020.4	47.8/ 612.2
	End side bearing	177.8/ 2448.9	134.6/ 714.3	3.3/ 714.3	45.2/ 510.2
부하 조건	Coupling side bearing	235.5/ 2959.2	166.7/ 816.3	9.2/ 816.3	17.1/ 612.2
	End side bearing	152.8/ 2142.8	120.5/ 612.2	0.6/ 612.2	56.9/ 510.2

Table 4 Natural frequencies(rpm)

모드 \ 해석 조건	모터 단독	무부하 조건	부하 조건
1	-	998.9	901.0
2	-	1051.1	984.9
3	1981.2	2074.9	2067.1
4	1989.9	2108.3	2103.6
5	3021.6	3192.6	3176.8
6	3022.7	3325.0	3298.9

불평형 응답해석을 위한 대상계의 잔류 불평형량 (U)의 계산은 대상계의 평형잡이 기준이 ISO G2.5에 속하므로 이를 참조하여 구한 허용질량편심 ($\epsilon = 26\mu m$)과 회전체 질량 ($m = 897.5kg$)에 의해 계산된 값의 10배로 고려하였다. 부하조건에서 주요 위치의 불평형 응답곡선을 Fig. 2에 나타내었는데 불평형 응답치는 커플링 플랜지의 반대편 위치에서는 작지만 커플링 플랜지에 가까울수록 정격회전수 부근에서 급속히 증가함을 알 수 있다.

2.3 보강방안 수립

축계 동특성 평가작업으로부터 모터 회전축의

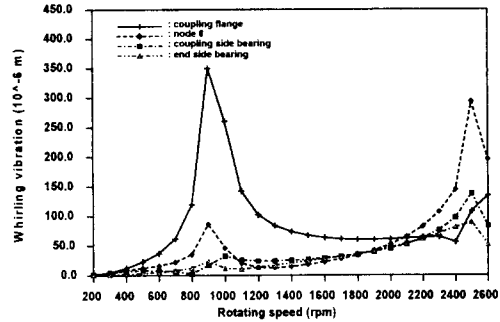


Fig. 2 Unbalance response curve with load condition

과도한 진동은 공진에 의한 것으로 판단하였다. 과도한 진동을 줄이기 위해 제시된 보강대책에 대하여 단계적으로 해석을 수행하였다.

Case 1

Table 5에 제시된 새로운 저어널베어링을 커플링 측 베어링 중심에서 커플링쪽으로 543.5 mm 떨어진 곳에 추가 설치하였다. 해석 결과 1차 위험속도가 1099.8 rpm으로써 정격회전수(995 rpm) 근처에 존재하여 과도한 휘돌림진동을 발생시킬 가능성이 있다고 판단하였다.

Table 5 Major specification of new journal bearing

항목	설정치
직경 (mm)	320.0
길이 (mm)	250.0
반경틈새 (mm)	0.15
회전속도 (rpm)	995
기름의 점성계수 ($kg/s/cm^2$)	3.57×10^{-7}

Case 2

Case1의 결과로부터 저어널베어링의 강성을 증가시킬 필요가 있다고 판단하여 Case1에서 사용한 저어널베어링 길이를 200.0 mm로 줄이고 커플링 측 베어링 중심에서 커플링쪽으로 478.5 mm 떨어진 곳에 설치하였다. 이 경우 1차위험속도가 무부하조건에서는 정격회전수에 비해 약 1.3배 높은 1318.7 rpm, 부하조건에서는 약 1.2배 높은 1200.7

rpm의 결과가 도출되었다.

Case 3

Case2의 결과로부터 계의 보다 높은 안전운전성 확보를 위하여 부하조건에서 1차위험속도를 더 증가시키고자 하였다. 즉, Case2와 동일한 제원의 저어널베어링을 이용하고 커플링쪽 베어링 중심에서 커플링쪽으로 558.5mm 떨어진 곳에 이동 설치하였다. 이 경우 부하조건에서의 1차 위험속도가 1288.8 rpm으로 정격회전수에 비해 약 1.3배 높은 결과를 얻었으며 정격회전수에서 커플링플랜지의 불평형응답치가 약 5.4배 감소하였다.

Case 3의 보강에 대한 저어널베어링의 동특성치를 Table 6에, 보강에 따른 계의 감쇠고유진동수의 변화를 Table 7에, 그리고 부하조건에서 주요위치의 불평형응답곡선을 Fig. 3에 나타내었다.

Table 6 Major specification of Case 3's journal bearing

Coefficient Calculation method.	$k_{xx} /$	$k_{xy} /$	$k_{yx} /$	$k_{yy} /$
	c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
	$(\times 10^4 \text{ kg/cm}) / (\times 10^1 \text{ kgs/cm})$			
New bearing	46.8/ 1836.7	97.9/ 510.2	-59.4/ 510.2	53.3/ 1020.4
Coupling side bearing	191.0/ 2551.0	141.9/ 714.3	4.6/ 714.3	38.9/ 510.2
End side bearing	196.1/ 2653.1	144.8/ 714.3	5.1/ 714.3	36.3/ 510.2

Table 7 Natural frequencies(rpm) according to analysis case

해석조건 모드	Case 1	Case 2		Case 3
	무부하 조건	무부하 조건	부하 조건	부하 조건
1	1099.8	1318.7	1200.7	1288.8
2	1624.0	1920.6	1751.7	1853.8
3	2058.9	2046.5	2024.0	2029.2
4	2104.1	2103.8	2108.9	2107.9
5	2194.7	2950.4	2930.5	2928.8
6	2936.9	3448.3	3450.2	3440.9

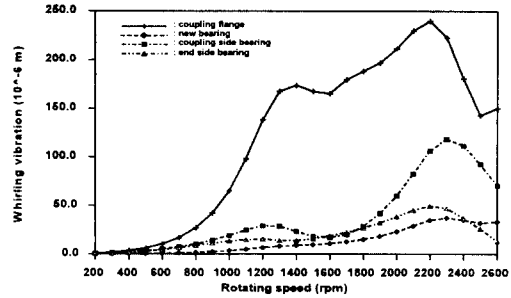


Fig. 3 Unbalance response curve of Case 3

이러한 일련의 해석으로부터 대상계의 과도한 휘돌림진동을 저감시키는 방안으로 Case3이 선택되었고 이에 따른 신규 저어널베어링 사양과 설치위치가 결정되었으며 이후 실시한 진동계측에서 만족스런 결과를 얻었으며 Table 8에 그 결과를 나타내었다.

Table 8 Vibration measurement at bearing housing after reinforcement(μm)

New Bearing			Coupling side Bearing			End Side Bearing		
V	H	A	V	H	A	V	H	A
9	30	16	31	25	21	12	14	10

V:상하방향, H:횡방향, A:종방향

3. 보조 복수펌프의 진동문제

월성 원자력 발전소에 설치된 보조 복수펌프(Auxiliary Condensate Extraction Pump)의 시운전중 모터 상단부에 과도한 진동이 발생하여 진동의 원인규명과 적절한 대책수립을 위하여 진동계측을 수행하였다. 대상 펌프의 주요사양을 Table 9에 나타내었다.

Table 9 Major specification of pump

항목	제원
용량(ℓ/s)	44.4
축동력(kW)	63.25
축회전수(rpm)	1800
높이(mm)	2157
총중량(kg)	2,487

펌프의 진동계측은 부하 100% 상태에서 가속도계를 이용하여 모터 상단베어링부와 하단베어링부에서 수행되었으며 고유진동수를 알아내기 위하여 충격가진시험을 실시하였다. 펌프의 외형도와 진동계측위치를 Fig. 4에 나타내었으며 편의상 펌프의 입토출구 방향과 그 직각방향을 각각 X, Y 그리고 수직방향을 Z로 설정하였다.

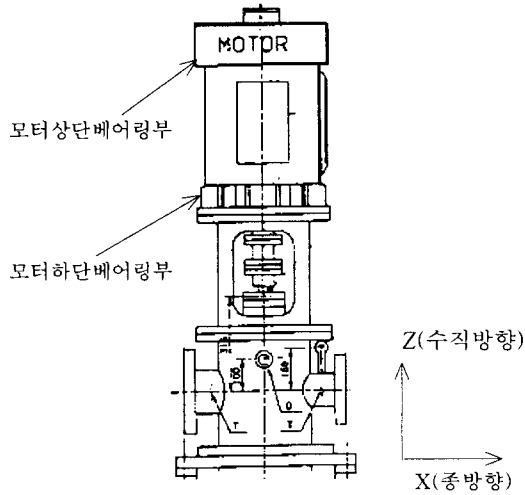


Fig. 4 The shape of pump and location of measurement points

3.1 계측 결과

진동계측 결과 모터 하단베어링부의 진동값은 X, Y 방향에서 허용치인 88.9 μ m보다 작은 값이 나왔으나, 모터 상단 베어링부 횡방향(Y)의 진동값은 106.5 μ m로 허용치를 초과하고 있고 주파수 성분은 회전수의 1차 성분임을 알 수 있었다. 그리고 충격가진시험에서 종방향(X)과 횡방향(Y)의 고유진동수가 각각 27Hz와 29.5Hz의 결과를 얻었으며 진동계측 결과와 충격가진시험결과를 Table 10과 Fig. 5, Fig. 6에 나타내었다. 이상의 계측결과로써 펌프의 횡방향 고유진동수(29.5 Hz)와 펌프 회전축의 회전으로 인한 기진력(30.0 Hz)성분과의 공진현상으로 판단하였다.

이러한 과도한 진동의 감소를 위하여 횡방향의 구조보강을 실시하여 펌프의 고유진동수를 모터 상용회전수보다 높게 하려고 하였으나 현장의 여건상 실시가 불가능하였다. 그 대신 모터 상단부에

총중량이 35kg인 5개의 weight를 고르게 분포시켜 펌프의 고유진동수를 낮추기로 하였다. 모터 상단부에 질량을 추가한 후 실시한 진동계측에서 X방향의 진동값은 16.9 μ m로 질량추가전보다 약간 높아졌지만 Y방향의 진동값은 27.1 μ m로 낮아졌는데, 이는 질량의 추가로 인하여 펌프의 고유진동수가 28.6 Hz 정도로 낮아진 것으로 판단된다. 질량이 추가된 후에 실시한 진동계측값을 Table 10에, 진동계측 신호는 Fig. 7에 나타내었다.

Table 10 Vibration measurement result of pump

위치	방향	X		Y	
		질량 추가 전	질량 추가 후	질량 추가 전	질량 추가 후
모터 상단 베어링	주파수(Hz)	30	30	30	30
	가속도(G)	0.011	0.031	0.193	0.05
	변위(μ m)	6.04	16.9	106.5	27.1
	충격가진시험	27 Hz	-	29.5 Hz	-
모터 상단 베어링	주파수(Hz)	30	30	30	30
	가속도(G)	0.007	0.019	0.117	0.03
	변위(μ m)	3.82	10.3	64.6	16.3

가속도는 o-p, 변위는 p-p값임

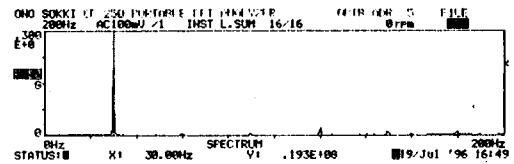


Fig. 5 Vibration measurement of upper motor bearing (Y direction)

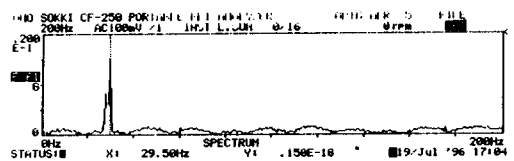


Fig. 6 Impact test of upper motor bearing (Y direction)

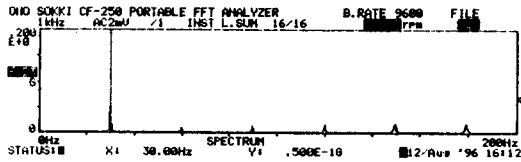


Fig. 7 Vibration measurement of upper motor bearing with additional mass (Y direction)

4. 결론

본 사례를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

공진에 의해 발생된 모타축의 과도한 진동의 원인을 일련의 해석과정을 통하여 밝혀내었고 여러 가지 방진대책을 해석을 통하여 제시하였으며 보강 후 진동계측을 통하여 진동문제가 해결된 것을 확인하였다. 또한 구조보강이 불가능한 펌프의 과도한 진동의 대책으로 펌프 상단에 공진에 의해 발생된 펌프의 과도한 진동의 대책으로 현장의 여건을 고려한 질량의 추가의 방법으로 펌프의 고유진동수를 낮추어 진동문제를 해결하였다.

참고 문헌

- (1) 주원호, “3750kW 모터 축계 진동해석”, 현대중공업(주) 선박해양연구소, 1998, HMRI-98-04-R082.
- (2) 현대중공업(주), “고압다단 펌프 축계 진동해석 프로그램 개발(I,II)”, 1997.
- (3) 김희원, “월성 원자력 발전소 보조 복수펌프의 진동계측”, 현대중공업(주) 선박해양연구소, 1996, HMRI-96-07-R138.