第 9章 구름 베어링에서의 問題
(Rolling Element Bearing Problems)

1. 遠心 壓縮機 Bullgear 구름 베어링의 심한 磨滅 檢出 (Detection of Serious Wear of a Centrifugal Compressor Bullgear Ball Bearing)

1.1 背景 (Background)

어떤 회사가 원심 공기 압축기들을 포함하여 52대의 기계에 대한 진동 측정 및 평가를 '84년 1월부터 실시해줄 것을 TA사와 년간 계약을 맺었다. 그 당시 측정 계측기는 실시간 분석기이었고 각 기계마다 4주 간격으로 측정하게 되어 있었다. 그림 9-1~9-3은 용량이 2100 ICFM인 압축기중 하나이다. 그림 9-1은 Bullgear(위치 3)에서 뿐만 아니라 각기 전동기 베어링 하우징에서 또 각기 4개의 임펠러 로터 베어링 하우징(위치 4~7)에서 진동 측정 위치를 나타내고 있다. 그림 9-1에서 Bullgear와 이와 맞물리는 각각의 피니언 상태에 유의하라. Bullgear가 약 3580 rpm(59.67 Hz)으로 회전할 때 임펠러 로터 속도는 1단의 경우 29,325 rpm(488.75 Hz)으로, 4단의 경우 49,270 rpm(821.13 Hz)으로 회전한다.

이러한 기계에서의 문제점은 Bullgear나 또는 이와 맞물리는 피니언중 하나에서 일단 결함이 발생하면 다른 부품으로 급속하게 전달할 수 있다는 것이다. 84년 당시 로터를 재 제작하는 비용은 4단인 경우는 약 8.000불, 1단인 경우 26.000불 정도였다. 따라서 초기단계에서 문제점을 검출하고, 문제점이 다른 부품으로 전달하기 전에 교정 조치를 취하는 것이 가장 중요한 일이었다.

그림 9-2는 영구적인 진동감시를 하는 Proximity Probe를 장착한 로터들 중 하나의 단면도이다. 이들 기계의 경보치는 0.7 mils p-p이고 Trip치는 1 mil로 설정되었다.

이들 기계에 대해 다음 3가지 형태의 측정법을 적용했음을 지적하고자 한다.

(1) Proximity Probe Monitor로부터 직접 진동변위 측정

4개의 임펠러 각각의 진동 측정용 4개의 Proximity Probe 출력 단자에 케이블이 연결되었다. 이 케이블은 직접 분석기에 연결되어 전체 진동변위를 얻을 뿐만 아니라 각단에서 축진동의 진동 스펙트럼도 얻을 수 있다.

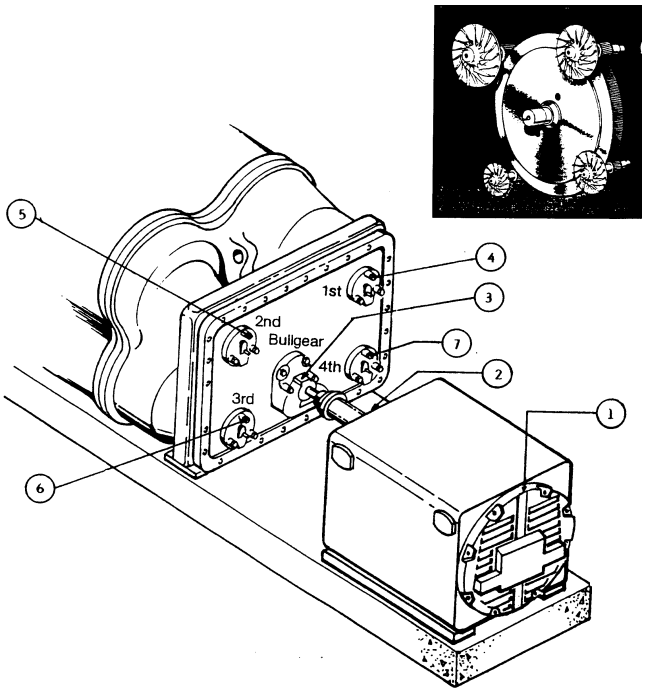

그림 9-1 원심 공기 압축기 상의 가속도계 설치 위치

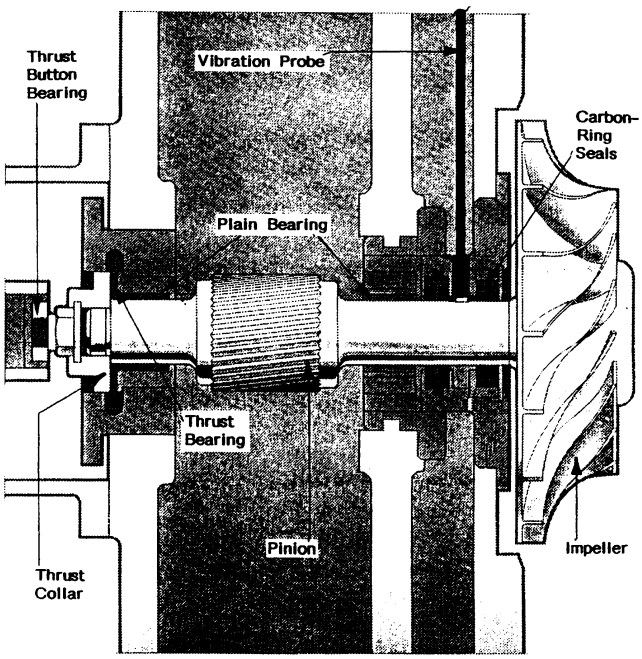

그림 9-2 임펠러 로터 단면도

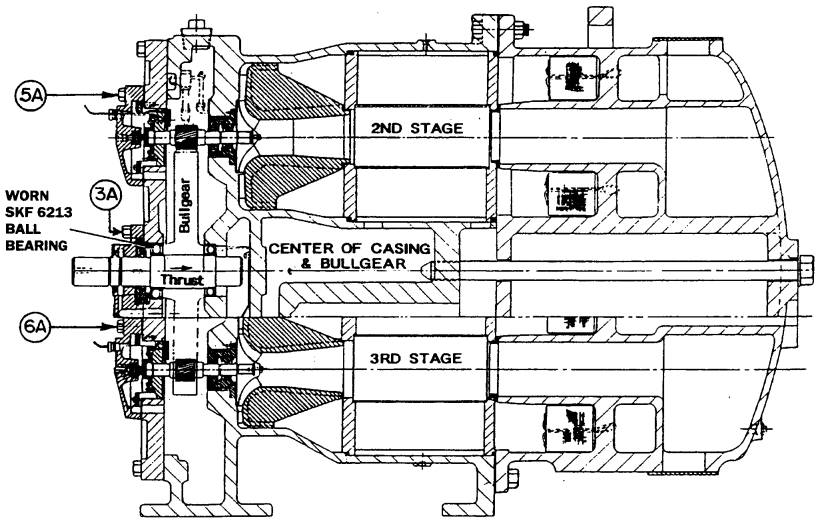

그림 9-3 원심 공기 압축기의 단면도

(2) 각 베어링 하우징으로부터 진동속도 측정

측정 주파수 범위가 1,0～10,000 Hz(60～600,000 cpm)인 표준 가속도계가 그림 9-1과 같은 위치의 각 베어링 하우징에 설치되어 있다. 다양한 주파수 범위의 스펙트럼이 그 위치에서 축 속도에 따라 여러 베어링 하우징에서 얻어진다. 가속도계로부터 가속신호가 분석기 내에서 속도로 적분된다.

(3) 압축기 베어링 하우징으로부터 고주파수 가속도 측정

2× Gear Mesh Frequency(2×GMF) 이상의 진동 측정을 위하여 신호처리 계측기와 더불어 특수한 고주파수 가속도계가 채용된다. 표 9-1은 기본 GMF가 20,528 Hz(1,231,700 cpm)임을 보여준다. 2× 및 3×GMF까지 진동 측정을 해야하기 때문에 이것은 변환기 시스템뿐만 아니라 하우징에 가속도계의 설치도 큰 부담이 된다. 이들 사항에 대해 크게 주의를 기울이면 이러한 고주파수에서 진폭 자체의 절대값은 문제가 있지만 3×GMF 까지는 반복하는 진폭을 측정할 수 있다. 즉, 가속도계를 설치하고 다른 시간에 몇 개의 진동측정을 하면 훌륭한 반복하는 가속도 측정을 취할 수 있다. 그러나 이 시스템이 10g 가속도를 나타내면 실제값은 7이나 8g 또는 12내지 14g일수 있다. 어떤 경우든 높은 측정 신뢰도를 위해서는 여러 달 동안 취한 자료를 추적해 놓는 것이다. 실제로 이와 똑같은 절차를 30개의 다른 압축기에 적용하였다.

표 9-1 압축기에서의 예상 주파수

ITME FREQ	Fi F_M	1F	2F	3F	4F	5F	6F	7F	8F	9F	10F
GMF	$344F_M$	20,528	41,056	61,585	82,113	102,641	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
BPF_4	178.88F	10,675	21,349	32,024	42,699	53,373	64,048	74,723	85,397	96,072	106,747
BPF_3	165.63F	9,884	19,768	29,652	39,536	49,420	59,304	69,188	79,072	88,956	98,839
BPF_2	150.50F	8,981	17,962	26,943	35,924	44,965	53,886	62,868	71,849	80,830	89,811
BPF_1	122.86F	7,331	14,663	21,995	29,326	36,658	43,989	51,320	58,652	65,983	73,315
F_4	13.760F	821.13	1642.3	2463.4	3284.5	4105.6	4926.8	5747.9	6569.0	7390.2	8211.3
F_3	12.741F	760.30	1520.6	2280.9	3041.2	3801.5	4561.8	5322.1	6082.4	6842.7	7603.0
F_2	10.750F	641.51	1283.0	1924.5	2566.0	3207.5	3849.0	4490.5	5132.1	5773.6	6415.1
F_1	8.190F	488.8	977.5	1466.3	1955.1	2443.8	2932.6	3421.4	3910.1	4398.9	4887.7
F_{pump}	$13F_M$	775.78	1551.6	2327.3	3103.1	3878.9	4654.7	5430.4	6206.2	6982.0	7757.8
7213BPFI	9.18F	547.81	1095.6	1643.4	2191.2	2739.0	3286.8	3834.6	4382.4	4930.2	5478.0
7213BPFO	6.84F	408.18	816.36	1224.54	1632.72	2040.9	2449.08	2857.26	3265.44	3673.62	4081.8
7213BSF	2.17F	161.72	322.4	483.6	644.8	806.0	967.2	1128.4	1289.6	1450.8	1612.0
7213FTF	0.426F	25.42	50.84	76.26	101.68	127.1	152.52	177.94	203.36	228.78	254.2
$6213BPFI_M$	5.898F	351.96	703.92	1055.88	1407.84	1759.8	2111.76	2463.72	2815.68	3167.64	3519.6
6213BPFO	4.098F	244.55	489.1	733.65	978.2	1222.75	1467.3	1711.85	1956.4	2200.95	2445.5
6213BSF	2.680F	159.93	319.86	479.79	639.72	799.65	959.58	1119.51	1279.44	1439.37	1599.3
6213FTF	0.410F	24.47	48.94	73.41	97.88	122.35	146.82	171.29	195.76	220.23	244.7
$^*F_M$	$1F_M59.67$	119.35	179.03	238.70	298.38	358.05	417.73	477.40	537.08	596.75	

* 전동기 회전속도를 3580 rpm = 59,675 Hz로 계산

정상 운전속도

Component	Symbol	RPM	Hz
4th Stage	F_4	49,270	821.13
3rd Stage	F_3	45,620	760.30
2nd Stage	F_2	38,490	641.51
1st Stage	F_1	29,325	488.75
Motor	F_M	3,580	59.68

1.2 分析 結果 (Analysis Results)

그림 9-3은 Bullgear(위치 3A), 2단(위치 5A) 및 3단(위치 6A)에서 축방향으로 진동 측정 한 것을 나타내는 단면도이다. 그림 9-3의 Bullgear 볼 베어링의 각각의 위치에 유의하라. SKF 7213은 측정 위치로부터 다소 떨어진 곳에 있다. SKF 6213 베어링으로부터의 진동 신호는 하우징으로부터 케이싱을 통하여 가속도계가 설치된 케이싱 볼트로 전달함에 유의하라. 한편 SKF 7213으로부터의 진동은 축을 따라서 그리고 SKF 6213 베어링이나 케이싱을 통해 전달하게 된다. 따라서 이 기계에 대한 여러 해 동안의 많은 실험결과 감소된 진폭을 나타나게 되는데 이것은 SKF 6213의 베어링 결함 주파수와 관계가 있는 SKF 7213의 결함 주파수로부터 오는 것을 고려해야 한다.

표 9-1은 압축기 부품에서 발생하는 여러 가지 예상한 진동 주파수들이다. 여기에는 GMF, 각기 4단의 Blade Passing Frequency(BPF), 각 임펠러 로터 속도(F_1~F_4), 주 급유펌프 주파수(F_{pump}), SKF 7213 베어링 결함 주파수, SKF 6213 베어링 결함주파수 및 Bullgear와 전동기의 운전속도 주파수(F_M)등이 포함되어 있다.

그림 9-4는 초기 기준자료를 설정한 후 약 9개월간 수집한 스펙트럼중의 하나이다. 이 스펙트럼 상에는 2, 3, 4단 운전속도 주파수(F_2, F_3, F_4)를 포함하는 몇 개의 주파수들이 나타나 있음에 유의할 것. 또한 두드러지게 보이는 것은 약 352 Hz에서의 높은 진동 진폭이었다. 다시 표 9-1에서 352 Hz 주파수는 SKF 6213 베어링의 내륜 결함 주파수(6213 BPFI)와 상응함에 유의할 것.

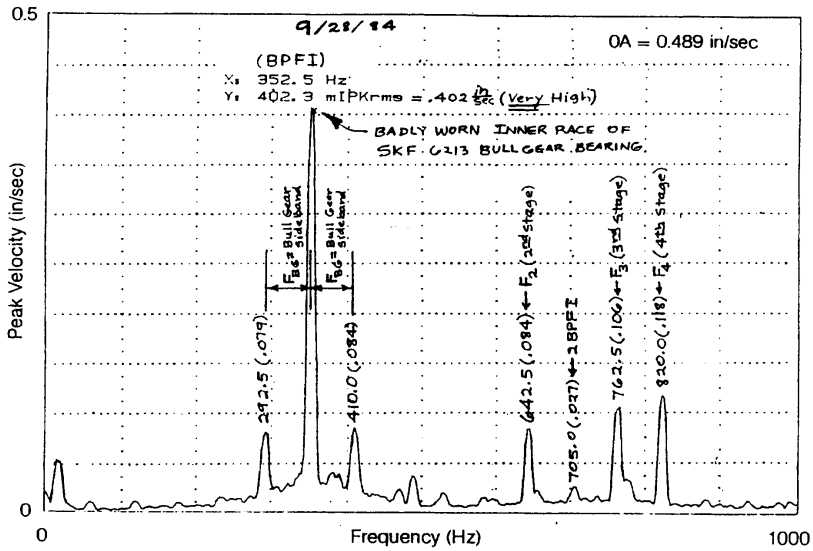

그림 9-4 SKF 6213 Bullgear 베어링의 내륜 한곳에 집중된 심한 결함

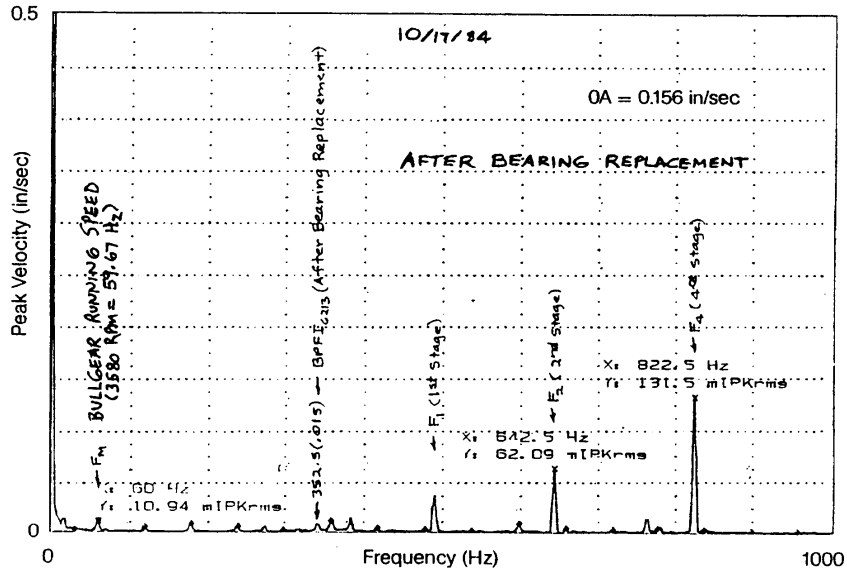

그림 9-5 SKF 6213 Bullgear 베어링의 교체후의 진동 스펙트럼

중요한 것은 초기 기준자료를 '84년 1월에 취했을 때 이 352 Hz Peak 진동은 0.216 in/sec이었고, Bullgear 운전속도 측대파가 그 좌우에 있지 않았다 (그림 9-4에서 보는 바와 같이 나중에는 나타났다). 기준 진폭이 0.20 in/sec 이상인 것은 베어링 결함 주파수로는 매우 높기 때문에 TA사는 문제 발생이전에 Bullgear 베어링을 즉시 교체하고, Bullgear와 맞물리는 부품에 문제를 일으킨 Bullgear 베어링을 격리시킬 것을 추천하였다. 압축기의 수요증가로 정지시킬 수 없어 그 당시 베어링 교체를 못했다. 따라서 우선 기계의 진동 스펙트럼을 계속 추적하고, 가능한 빨리 베어링 교체 계획을 수립할 것을 결정하였다. 3개월후 이 주파수에서의 진폭은 상승하기 시작했고 4월에는 약 0.252 in/sec에 이르렀다. 이 시점에서 Bullgear 속도에서 작은 진폭의 측대파가 이 베어링 주파수 좌우측에 나타나기 시작했다. 또다시 TA사는 이 기계에서 다른 측정치는 다른 부품에 어떤 손상을 줄만한 징조를 아직까지 나타내지 않았지만(예를 들면 가속도 값이 이 기계에서는 정상치인 약 7 g를 초과한 GMF가 없다), Bullgear 베어링 교체를 추천하였다. 그러나 공장에서는 교체 계획을 수립할 필요가 없다고 느꼈다.

BPFI(352 Hz)에서의 진폭이 4월에 0.252 in/sec이었던 것이 6월에 0.305 in/sec로 증가하였고, 292와 410 Hz에서 측대파들이 발달하여 거의 0.05 in/sec가 되었다. GMF에서의 진폭이 1월과 4월에 약 7g 이었던 것이 6월에는 약 12g로 상승하였기 때문에 TA사는 심한 손상이 임펠러 로터에 발생하기 전에 즉각적인 Bullgear 베어링 교체를 권

고하였다. 그러나 공장은 정비를 하기 위해 기계를 정지할 수 없는 상황이었다.

따라서 9월 28일에 취한 징후를 보면 압축기 전반에 걸쳐 문제가 확대되었다. 그림 9-4는 BPFI 진폭이 0.402 in/sec까지 상승하였고, 292.5 Hz와 410.0 Hz에서 운전속도 측대파들을 훨씬 발달시켰다. 또한 750 Hz에서 작은 제2의 내륜 주파수 조화파를 나타낸다. 크게 관심을 기울여야 할 일은 그림 9-6과 9-7에서 나타난 Bullgear와 피니언 하우징에서 취한 가속도 스펙트럼이었다. 그림 9-6은 0에서 100,000 Hz까지의 광대역 그림이며, 2×GMF에서 진동값이 기준 설정시의 7g에서 42.1g로 상승하였다. 그림 9-7에 보여준 Zoom Spectrum을 보면 2×GMF가 이제는 1단 피니언의 심각한 마멸 상태를 의미하는 1단 속도에서 잘 발달된 측대파들로 둘러 쌓여 있었다. 다른 단에서 측정치를 보더라도 Bullgear 자체뿐만 아니라 적어도 3개의 피니언에서 문제점이 있음을 나타내고 있었다.

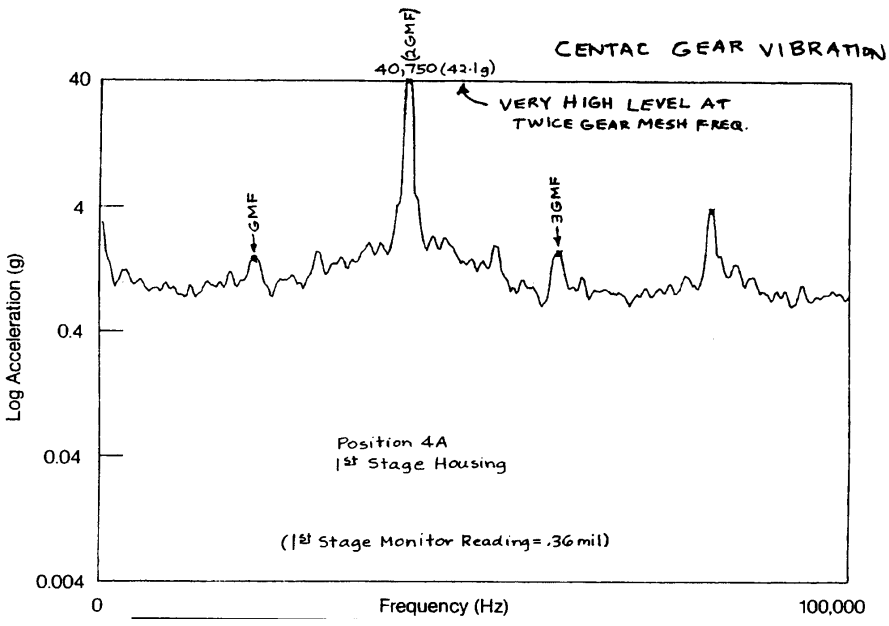

그림 9-6 9개월간 기어 마멸에 의한 높은 가속도

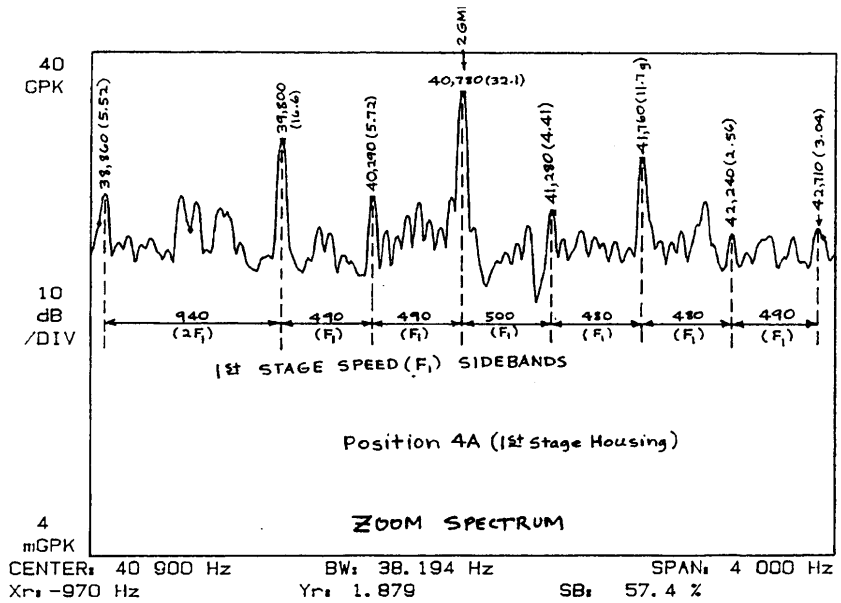

그림 9-7 2×GMF 부근의 1단 속도의 측대파들

1.3 勸告事項 (Recommendations)

9월 28일 현재 자료를 가지고 TA사는 각 Bullgear 베어링을 교체할 것을 권고하였다. 또 각 기어들도 의심이 되는 마멸 상태를 확인하기 위한 면밀한 점검을 할 것을 권고하였다.

1.4 措置 事項 (Corrective Actions)

기어를 점검한 결과 1단, 3단, 4단의 피니언은 물론 Bullgear에서도 심각한 마멸이 있음을 발견했다. 그 결과 Bullgear와 그 베어링 뿐만 아니라 모든 임펠러 로터 피니언 전체를 교체하였다. 그림 9-5와 9-8은 이러한 조치를 취한 후에 포착한 것이다. 그림 9-5는 SKF 6213 베어링을 교체한 후 0.402 in/sec에서 0.015 in/sec로 크게 감소한 것을 나타낸 속도 스펙트럼이다. 그림 9-8은 2×GMF에서 가속도 값이 전에는 42.1g이었던 것이 5개 기어중 4개를 교체한 후에는 7.62g로 감소한 것을 보여주고 있다. 이 경험사례로부터 배운 귀중한 교훈중의 하나는 진동 스펙트럼이 교정조치를 해야한다고 나타냈을 때 이 원심 압축기를 교정했어야 한다는 것이다. 1월 기준치 설정 후 즉각적인 조치를 취했더라면 10,000불 이하의 정비비가 들었을 텐데 문제점이 다른 80개의 부품에 파급된 후에는 100,000불 이상으로 증액되었다. 다행하게도 본 경험사례 이후 진동 스펙트럼에 주의를 기울인 결과 이상과 유사한 비용이 드는 심한 고장을

3번이나 검출하여 적은 비용으로 정비한 바 있다.

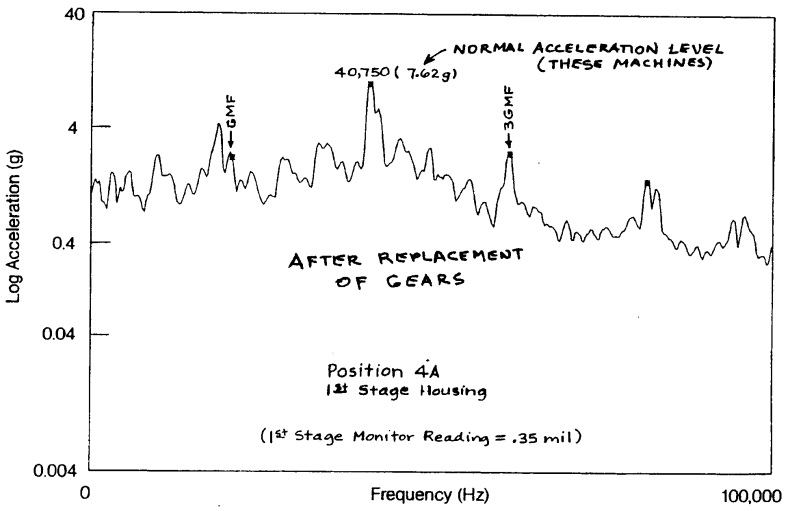

그림 9-8 Bullgear 1, 3, 4단 피니언 교체후의 진동 스펙트럼

2. 循環 Fan의 롤러 베어링의 심한 振動 傾向 (Severe Vibration Trend of Roller Bearing Installed in a Circulating Fan)

2.1 背景 (Background)

그림 9-9의 위치 3으로 나타낸 순환 Fan의 내측베어링에 심한 베어링 주파수 진동 문제가 발생했다. 순환 Fan은 Overhung 형태이고 두 베어링은 Timken Model 34478을 사용하고 있다. 잠재적으로 가공할 만한 손상을 피하기 위하여 면밀한 분석을 수행하던 8월 3일에 심한 진동과 Spike Energy가 발생했음이 측정되었다. 이 기계는 예방정비 프로그램의 연차 계약의 일환으로 정규적으로 계획한 기준에 따라 분석되고 있다.

2.2 分析結果 (Analysis Results)

그림 9-10은 8월 3일 4호기 순환 Fan의 위치 3A에서 측정한 진동 스펙트럼이다. Band 5와 6은 특히 12,870 cpm(Band 5)과 25,740 cpm(Band 6) 주파수에서 경보 상태에 있었다. 그림 9-9의 Timken 베어링의 결함 주파수와 비교한 결과 12,870 cpm은 외륜 통과 주파수(BPFO) 이었고, 반면에 23,740 cpm은 이의 2차 조화파(2×BPFO)이었음이 확인되었다.

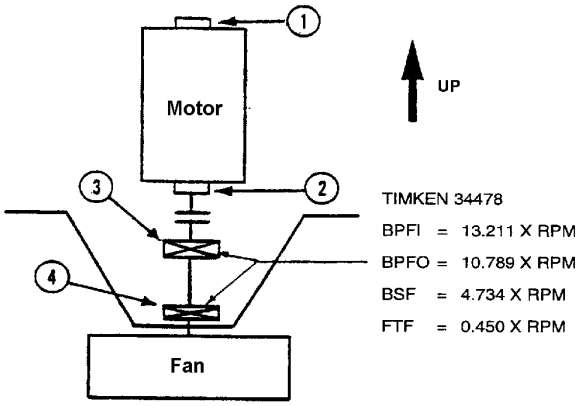

그림 9-9 순환 Fan의 개략도와 진동 측정 위치도

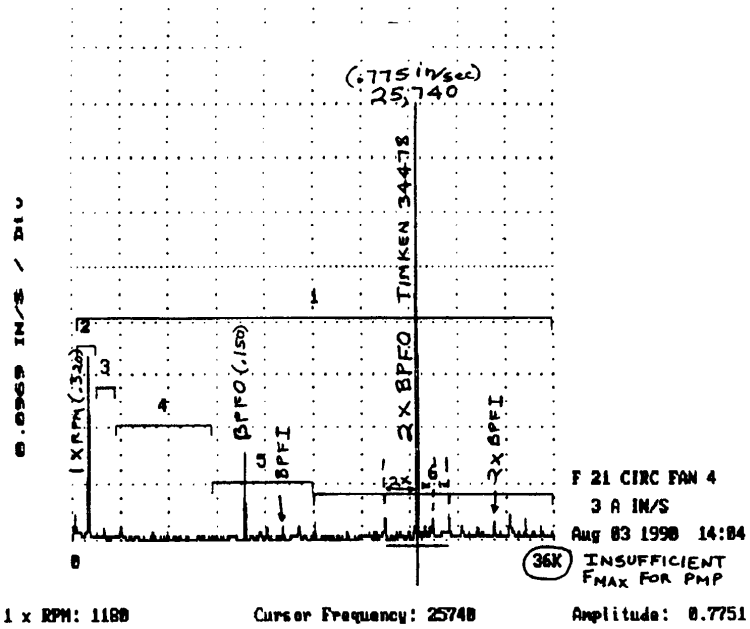

그림 9-10 위치 3A에서 측정한 진동 스펙트럼(8월 3일)

그림 9-11은 3월 30일부터 다음해 10월 11일까지의 Spike Energy의 경향과 Band 6 Velocity 값의 경향을 나타낸 것이다. 8월 3일 Spike Energy가 0.630에서 2.89 g/SE로 크게 증가한 것에 유의하라. 표 9-2는 베어링 교체전 (8월 3일), 후 (10월 11일)각 위치에서 전체 진동을 나타낸 2달간의 측정값을 나타낸 것이다. Fan 베어링 교체후 10월 11일의 보고서에 나타난 위치 3A, 3H 및 3V에서 진동과 Spike Energy 모두 크게 감소한 것에 유의하라.

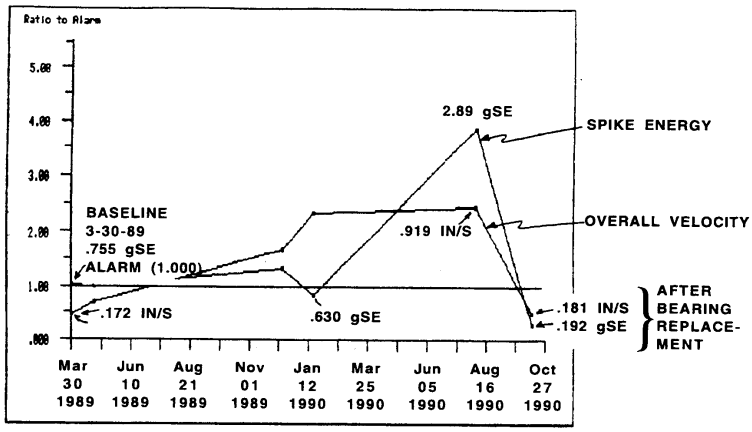

그림 9-11 Spike Energy와 전체 진동속도 값의 경향도

표 9-2 베어링 교체 전후의 전체 진동속도와 Spike Energy 값

위 치	방 향	진 폭	단 위	변 화 율	경 보 치
1	A	.236	in/s	36%	.375
1	H	.146	in/s	-57%	.375
1	H	.207	g/SE	527%	.500
1	V	.199	in/s	2%	.375
2	A	.266	in/s	29%	.375
2	H	.214	in/s	33%	.375
2	H	.149	g/SE	51%	.500
2	V	.293	in/s	17%	.375
3	A	*.919	in/s	5%	.375
3	H	*.452	in/s	12%	.375
3	H	*2. 89	g/SE	776%	.500
3	V	*.383	in/s	22%	.375
4	A	*.390	in/s	-16%	.375
4	H	*.627	in/s	44%	.375
4	H	*. 94	g/SE	167%	.500
4	V	*.625	in/s	101%	.375

측정보고서(베어링 교체전)

위 치	방 향	진 폭	단 위	변 화 율	경 보 치
1	A	.285	in/s	21%	.375
1	H	*.536	in/s	267%	.375
1	H	.012	g/SE	-94%	.500
1	V	*.466	in/s	134%	.375
2	A	.096	in/s	-64%	.375
2	H	.162	in/s	31%	.375
2	H	.028	g/SE	-81%	.500
2	V	.275	in/s	-6%	.375
3	A	.181	in/s	-80%	.375
3	H	.039	in/s	-91%	.375
3	H	.192	g/SE	-93%	.500
3	V	.077	in/s	-80%	.375

측정 보고서(베어링 교체후)

그림 9-12는 3월 30일과 10월 11일 사이 위치 3A에서의 진동 스펙트럼이 어떻게 변했나를 나타내는 Waterfall Plot이다. 3월 30일이나 4월 25일 신호에 베어링 주파수(고주파수 에너지)가 존재하지 않음에 유의하라. 그러나 고진폭의 외륜 주파수가 12월 12일 스펙트럼에 나타났고(2×BPFO에서 0.270 in/sec) BPFO와 2×BPFO는 1월 18일 스펙트럼에서는 거의 2배가 됐다. 이들은 8월 3일에 취한 그 다음의 스펙트럼과 더불어 계속 증가하여 BPFO에서 0.150 in/sec로 또 2×BPFO에서 0.775 in/sec로 크게 되었다.

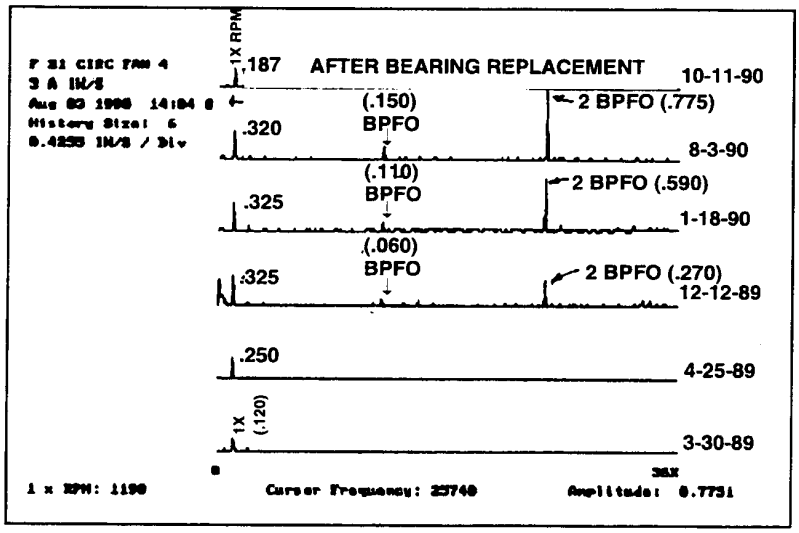

그림 9-12 베어링 교체 전후의 스펙트럼 비교

2.3 勸告事項 (Recommendations)

TA사는 잠재적인 가공할 만한 손상을 방지하기 위하여 즉각적인 Fan 베어링 교체를 권고하였다(1월 18일 스펙트럼을 취한 이후 베어링 교체를 권고하였다). 또한 Fan 속도에서 진동이 0.120 in/sec이었던 것이 8월 3일 스펙트럼에서는 약 0.320 in/sec로 증가한 것으로 보아 Fan 발란싱 할 것을 권고하였다.

2.4 措置事項 (Corrective Action)

공장에서 Fan 베어링을 교체하고 전동기와 Fan 축간의 축정렬은 잘 시행하였으나 Fan 발란싱은 시행하지 못했다.

2.5 措置結果 (Results of Corrective Actions)

그림 9-12는 베어링교체후 10월 11일 측정한 스펙트럼 상에서 모든 고주파수들이 제거되었음을 보여주고 있다. 또한 Fan 발란싱은 못했어도 Fan 진동이 다소 개선되었다. 마찬가지로 그림 9-11은 Spike Energy와 전체 진동 속도값이 베어링 교체후 크게 감소한 것을 보여주고 있다.

3. 送風機를 驅動하는 400馬力 電動機에서 심한 베어링 問題點의 檢出 (Detection of Serious Bearing Problems Within a 400 HP Motor Serving a Blower)

3.1 背景 (Background)

한 공장이 대단히 중요한 기계인 2단 통풍기를 구동하는 400마력 전동기에 발생한 잠재적인 문제를 평가해 줄 것을 기술지원팀에 요청하였다. 현장이 보유하고 있는 Swept Filter Analyzer로 측정한 결과 특히 고주파수의 진동이 크게 증가하였다. 이 분석기는 넓은 주파수의 대역폭을 가지고 있기 때문에 베어링 주파수를 운전속도 조화파로 분리할 수가 없었다. 따라서 기술지원팀으로 하여금 Real Time Analyzer를 사용하여 문제의 근원을 확인하고 검출된 문제의 교정 방법을 권고해 줄 것을 요청하였다.

3.2 分析 結果 (Analysis Results)

그림 9-13은 전동기와 송풍기 베어링 하우징에서 진동 측정위치를 보여준다. 전동기 베어링은 각기 Fahnir Model 7209베어링으로 다음과 같은 결함 주파수를 가지고 있다.

내륜 주파수(BPFI) = 8.158×RPM

외륜 주파수(BPFO) = 5.816×RPM

Ball Spin 주파수(BSF) = 2.486×RPM

Cage 주파수(FTF) = 0.415×RPM

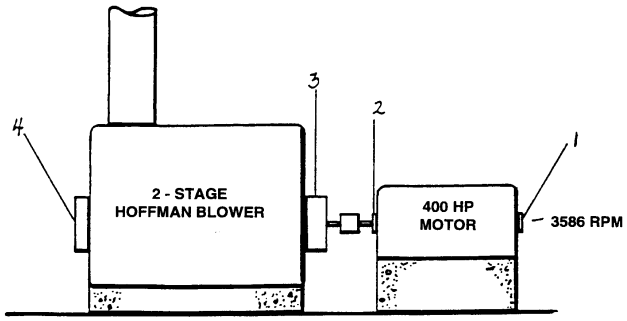

그림 9-13 송풍기의 진동 측정 위치도

그림 9-14는 전동기 운전속도(F_M)가 3586 rpm인 것을 나타낸 Zoom Spectrum이다. 그림 9-15는 그림 9-13의 외측 전동기 베어링(위치 1H)에서 측정한 진동 스펙트럼으로 1× 및 2×RPM에서의 진동은 0.06 in/sec 이하였다. 그러나 약 29,700 cpm에서는 0.200 in/sec이었다. 따라서 이 29,700 cpm을 중심으로 하여 화상 확대한 것이 그림 9-16이다. 화상 확대하여 본 결과 실제 주파수는 29,730 cpm으로 8.19×RPM에 상응하였다. 앞서 기술한 베어링 결함 주파수표를 보면 이것은 내륜 결함 주파수였다.

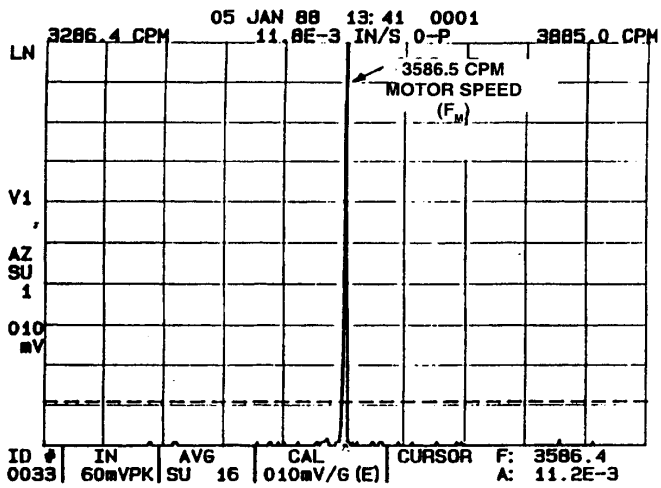

그림 9-14 정확한 전동기 속도를 알기 위한 Zoom Spectrum

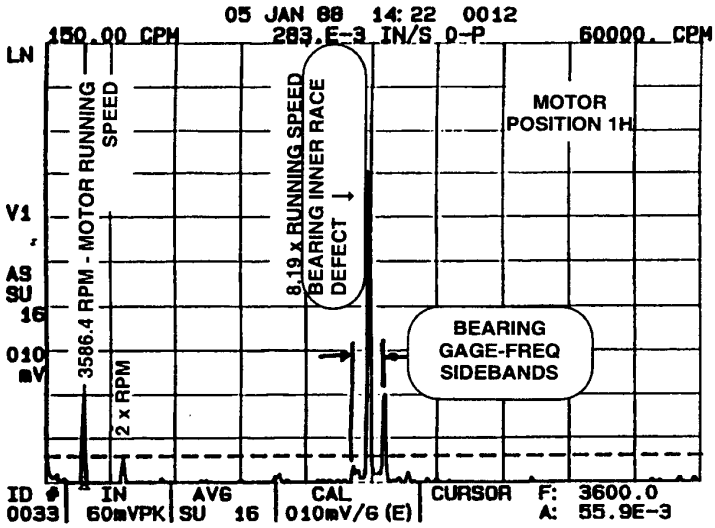

그림 9-15 외측 전동기 베어링(위치 1H)에서의 진동 스펙트럼

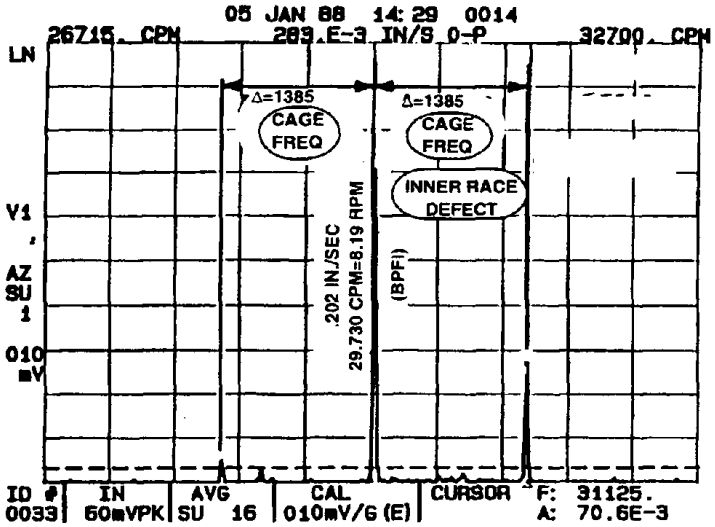

그림 9-16 위치 1H에서의 Zoom Spectrum

그림 9-16에서 이것은 약 1385 cpm(0.40×RPM) 간격으로 Peak들로 둘러 쌓여 있다. 따라서 이것은 BPFI주위에 Cage 주파수(FTF) 간격으로 측대파들이 있음을 확인하고 있다. 통상적으로 Cage 주파수나 Cage 주파수의 측대파들은 손상 과정중에 있는 베어링에서 나타난 마지막 주파수들 중의 하나이다. 따라서 동시에 존재하는 주파수 외형은 외측 전동기 베어링의 건강 상태에 관해 많은 관심을 일으켰다. 그림 9-17은 내

측 전동기 베어링(그림 9-17A)과 외측 전동기 베어링(그림 9-17B)에서 취한 스펙트럼을 비교한 것이다. 이들 두 위치에서 베어링 주파수에서의 진동 진폭이 큰 차이(내측 베어링에서 0.011 in/sec, 외측베어링에서 0.200 in/sec)가 있음에 유의하라. 이 큰 차이로 인해 외측 전동기 베어링에서 상당히 큰 마멸이 발생했을 것이라고 결론 지었다.

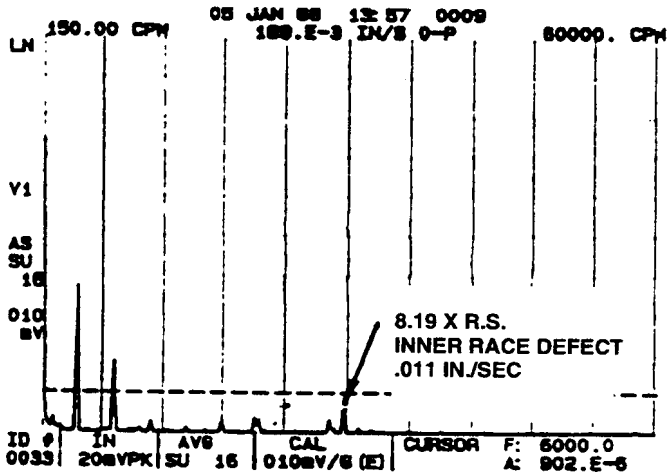

그림 9-17A 내측 전동기 베어링의 축방향 진동 스펙트럼 (위치 2A)

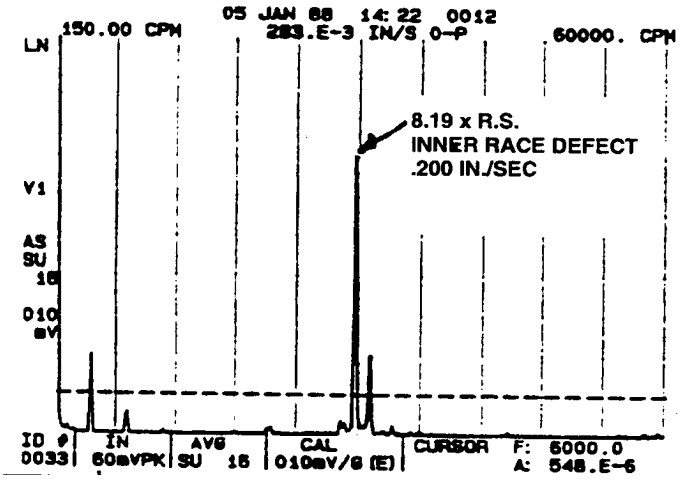

그림 9-17B 외측 전동기 베어링의 축방향 진동 스펙트럼(위치 1A)

3.3 勸告事項 (Recommendations)

Cage 주파수에서 측대파들과 더불어 내륜주파수 자체가 동시에 존재한 것이 확

인되었고, 이 기계는 너무나 중요한 기계이기 때문에 이들 베어링의 잠재적인 가공할 만한 손상을 피하기 위해 우선 전동기 베어링의 교체를 권고하였다. 또한 로터 축정렬 치는 Rim은 최대 2 mils로 하고 Face는 최대 0.3 mil/inch로 할 것도 권고했다.

4. 그랜드 蒸氣 排氣 Fan에서 볼 베어링의 問題點 檢出 (Detection of a Ball Bearing Problem on a Gland Steam Exhaust Fan)

4.1 背景 (Background)

한 공장에서 완전한 진동분석 예방정비 프로그램을 만들기로 TA사와 계약을 맺고 모든 기계에 대한 기준 자료를 수집 분석하였다. 관심의 대상은 이들 기계중 하나인 그랜드 증기 배기 Fan으로 명판이외의 자료는 아무 것도 없었다. 이 Fan은 그림 9-18과 같이 구름 베어링을 가졌고 정격운전속도는 3500 rpm이다.

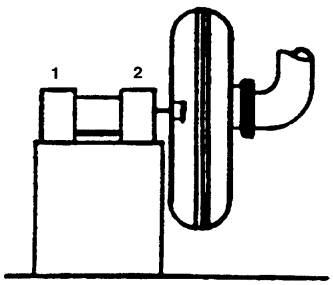

그림 9-18 그랜드 증기 배기 Fan과 진동 측정위치

4.2 結果에 대한 討論 (Discussion of Results)

표 9-3은 전체진동과 Spike Energy 측정 내용이다. 표 9-3에서 내측 및 외측 베어링에서의 Spike Energy 값은 모두 상당히 높다(위치 1에서는 1.14 g/SE, 위치 2에서는 1.32 g/SE). 위치 2H에서의 Spike Energy와 위치 2V에서의 전체 진동 속도값 모두 경보치를 초과하였다. 그림 9-19에서 위치 1V의 진동 스펙트럼을 보면 76,200 cpm에서 운전속도(3600 cpm)의 측대파가 있음을 알 수 있다. 그림 9-20에서 위치 2V의 진동 스펙트럼은 0.350 in/sec의 상당히 높은 1×RPM 진폭과 76,200 cpm에서 운전속도 측대파를 보여주고 있다.

표 9-3 Fan의 전체진동 및 Spike Energy 측정치(8월 24일)

위치	방 향	진 폭	단 위	경 보 치
1	A	0.286	in/s	0.375
1	H	0.171	in/s	0.375
1	H	1.14	g/SE	1.25
1	O	0.176	in/s	0.375
1	V	0.211	in/s	0.375
2	H	0.208	in/s	0.375
2	H	*1.32	g/SE	1.25
2	V	*0.401	in/s	0.375

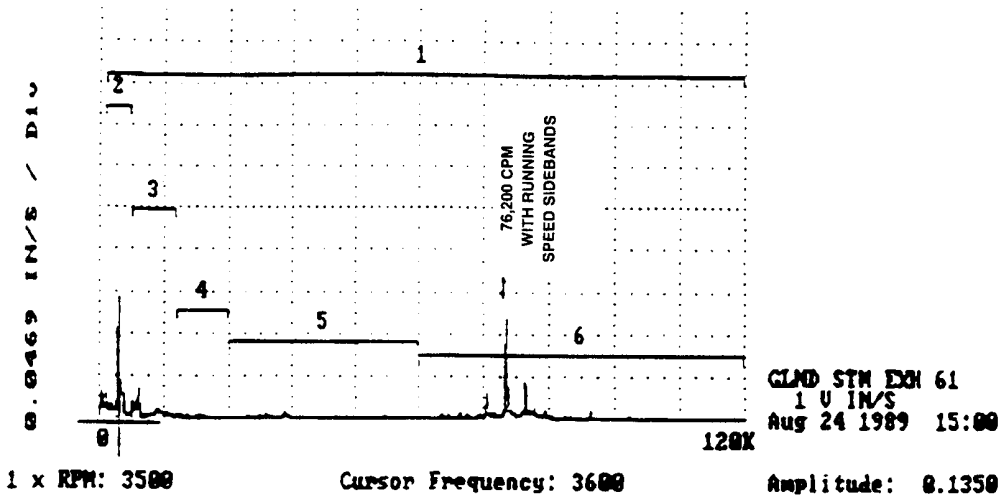

그림 9-19 외측 전동기 베어링의 진동 스펙트럼

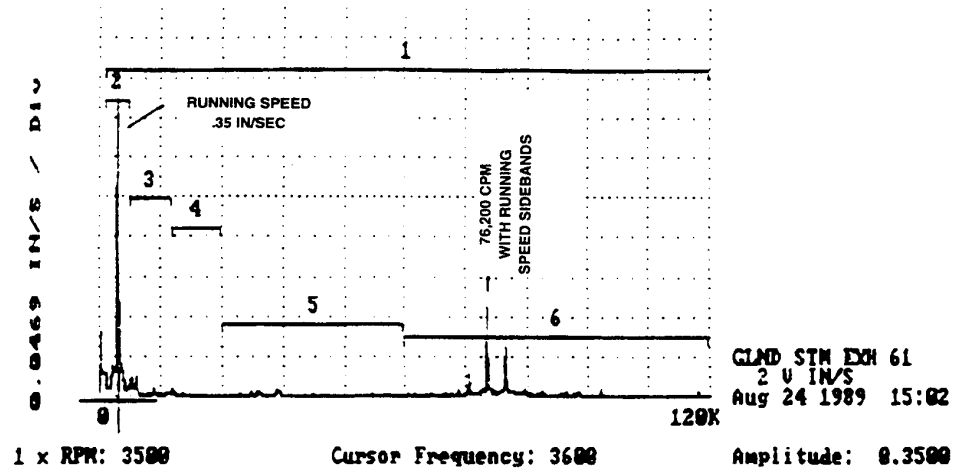

그림 9-20 내측 전동기 베어링의 진동 스펙트럼

4.3 結論 (Conclusions)

① 양쪽 전동기 베어링에서 보여준 76,200 cpm은 베어링 부품중 하나의 고유진동수처럼 보였다(이러한 베어링 부품의 고유 진동수는 통상 약 30,000에서 120,000 cpm 사이에 있다). 이 베어링 고유진동수가 충분히 가진되어 속도 스펙트럼 상에 나타나면 이것은 통상 베어링이 마멸 2단계 상태에 있음을 의미한다(구름베어링은 최종 손상시까지 통상 4단계과정이 있다). 통상적으로 베어링 고유 진동수 부근에 1×RPM의 측대파가 나타나면 이것은 보다 심각한 문제점을 가지며 거의 손상 2단계 끝에 있는 것을 의미한다. 이런 시점에서는 베어링은 보통 약 5%의 잔존수명을 가진다.

② Fan Wheel은 불평형 상태에 있다.

4.4 勸告事項 (Recommendations)

① 양 베어링에서의 신호는 마멸 2단계 끝에 있음을 의미하고, Spike Energy 값이 높기 때문에 2개의 전동기 베어링의 교체를 권고하였다.

② 베어링 교체후 불평형 상태를 재검토 할 것을 권고하였다. 신호와 위상분석결과 불평형 상태로 나타나면 Fan Wheel을 청소하고 발란싱할 것을 제의하였다.