

회전축계의 진동해석 시스템

김 영 주 · 이 동 환

(한국기계연구원)

1. 머 리 말

회전기계의 제작경향이 경량화, compact화 함으로써 속도를 올리고 회전체 직경에 대한 길이의 비가 감소되어 축간길이가 길어져서 결과적으로 사용회전수 영역에서 위험회전수를 갖게 되었다. 이에 따라 종전보다 회전기계의 소음·진동문제가 심각해져서 시스템의 내구성은 물론 환경공해에 미치는 영향을 고려하여 허용기준을 강화하고 있기 때문에 이에대한 대책수립을 위한 관련연구가 활발하게 진행되고 있다.

회전기계로는 증기터빈, 가스터빈, 압축기, 펌프, 원심분리기, 엔진 및 발전기 등 대부분의 동력발생장치나 이를 이용하는 산업프랜트를 들 수 있겠다. 이들은 회전속도에 따라 가진력, 감쇠력 및 진동모드가 변하며 진동방향이나 기진원에 따라 횡진동(굽힘진동), 종진동 및 비틀림진동으로 구분하여 취급한다. 따라서 회전기계의 진동문제를 해결하기 위해서는 이들 진동원인을 파악하여 이에 적합한 해석방법 및 저감대책을 선택해야 한다.

이를위해 당 연구소에서 개발하여 회전기계를 설계·제작하거나 운전중 발생하는 진동문제를 해결하는데 많이 활용되고 있는 회전축

계장치의 진동해석 시스템과 진동저감장치에 대해서 소개하고자 한다.

2. 회전축계 진동제어 시스템 개발

2.1 횡진동 계산프로그램

축계진동에는 횡진동, 종진동, 비틀림진동이 있는데 회전기계의 경우 불평형 진동, 자러진동 등의 횡진동 문제가 가장 심각하고 축간길이가 긴 증기터빈이나 가스터빈과 같이 터빈 날개 때문에 토크나 추력변동이 있을 때는 비틀림진동이나 종진동 문제가 고려대상이 된다. 후자는 특별한 경우에 한하며 일반적으로 회전기계는 불평형력 제거를 위한 밸런싱이나 지지베어링 설계에 횡진동계산이 매우 중요하다. 개발된 횡진동 계산프로그램은 유한요소법을 이용하였으며 회전축계의 지지베어링 동특성, 자이로 댄핑효과 등을 고려한 강제진동 해석, 고유진동수와 진동모드에 대한 고유치 해석, 불안정하거나 위험한 속도와 관련된 비선형 해석 등을 대화식 메뉴선택으로 수행할 수 있으며 구성도는 그림 1과 같다. 참고로 프로그램에 사용한 운동방정식은 아래와 같다.

$$[M]\{\ddot{w}\} + [C]\{\dot{w}\} + [K]\{w\}$$

$$= \{f\} \quad (1)$$

[M] : 축소질량 행렬 (definite positive symmetric)

[C] : 축소 감쇠행렬 (비대칭, 회전수 종속)

[K] : 축소 강성행렬 (비대칭, 회전수 종속)

{f} : 외력 벡터

{w} : 축소 변형벡터

표 1 및 그림 2에 보이는 모델 회전체는 두개의 유사한 원통형 베어링으로 지지되는 3개의 원판을 갖는 대칭축계로 구성되어 있다. 위에서 언급한 계산 프로그램을 이용하여 중앙원판 위치에서 계산된 진동응답곡선은 그림 3에 보이는 바와 같이 실험치와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 진동방향에 따라 베어링 동특성이 달라서 진동응답이 수직방향의 경우가 훨씬 크게 나타나고 있다.

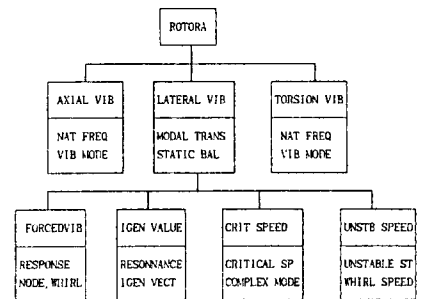


그림 1 횡진동계산 프로그램 구성도

표 1 모델 회전체의 사양

	항 목	주 요 사 양		
	위 치	좌 우		
베 어 링	폭 mm	24	24	
	직 경 mm	40.4	40.4	
	반경간극 mm	0.2	0.2	
	접성계수 cp	42	47	
축	황성계수 N/mm ²	$E=2.1 \times 10^{11}$		
	포아송비	$\nu=0.3$		
	비 중	$\rho=7800$		
원 판	위 치	좌 측	중 앙	우 측
	중 량 kg	13.47	13.44	13.47
	단면관성모멘트 kgm ²	0.0511	0.0511	0.0511
	극관성모멘트 kgm ²	0.102	0.102	0.102
불 평 형 량		중앙원판 0 Deg. 12 gcm		
축 계 중 량		51.8 kg		

2.2 터빈로터 동특성 해석 시스템

증기터빈 및 가스터빈은 국가산업의 주요 에너지원으로써 산업발전에 매우 중요한 시스템이다. 회전체의 해석을 위해서는 유한요소법과 전달행렬법이 널리 알려지고

있다. 그러나 최근에는 가스터빈과 같이 복잡한 회전체 구조를 효과적으로 해석하기 위해서 상기 두가지 방법의 장점을 취한 유한요소 전달행렬법(Finite Element Transfer Matrix Method)이 이용되기도 한다.

지지베어링의 동특성은 회전체의 회전속도 변화에 따라 변하는데 이 환경우 위험속도 계산이 쉽지 않다. 그러나 회전속도 변화에 따른 베어링 동특성의 변화도 함께 고려하여 선회속도를 구하면 위험속도를 쉽게 구할 수 있다.

또 회전체에서 발생하는 가장 대표적인 강제진동은 질량 불균일에 의한 진동이다. 터빈로터를 설계시 질량 불균일로 인한 강제진동을 계산해 보면 위험속도의 위치와 진동 진폭의 크기를 예상할 수 있고 허용 질량 불균일 양도 제시할 수 있다. 감쇠효과가 큰 경우는 이를 고려치 않으면 실제 위험속도와는 다소 차이가 있을 수 있다. 각종 동특성을 고려한 강제진동계산이 가능하기 때문에 실제 진동제어에 베어링의 감소효과가 어떻게 작용하는지 예측할 수 있으며 운전영역에서 발생하는 진동의 크기를 예측할 수 있다.

본 연구에서 개발한 회전체 동특성 해석시스템을 이용하여 베어링

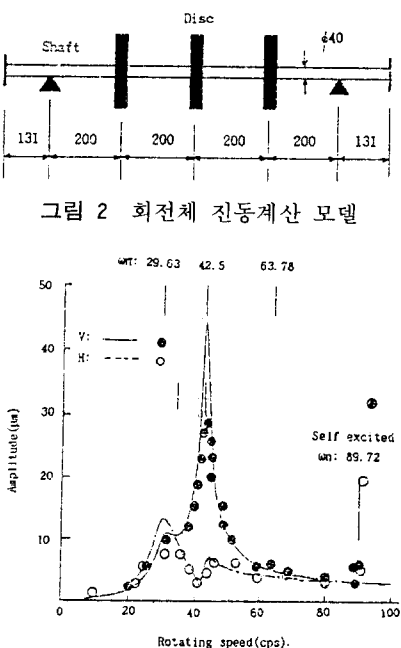


그림 3 모델 회전체의 진동특성 곡선

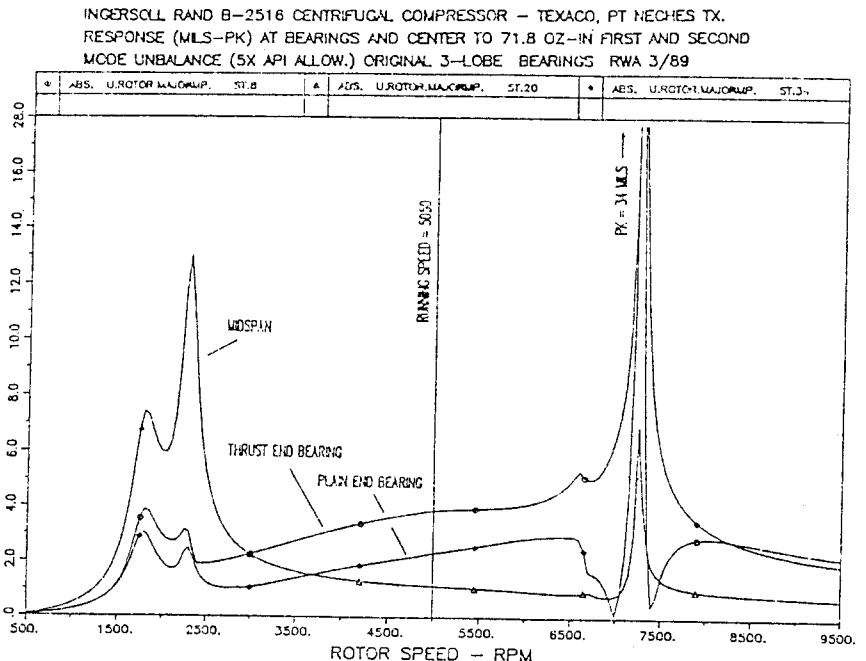


그림 4 3 lobe베어링 지지 압축기 진동응답

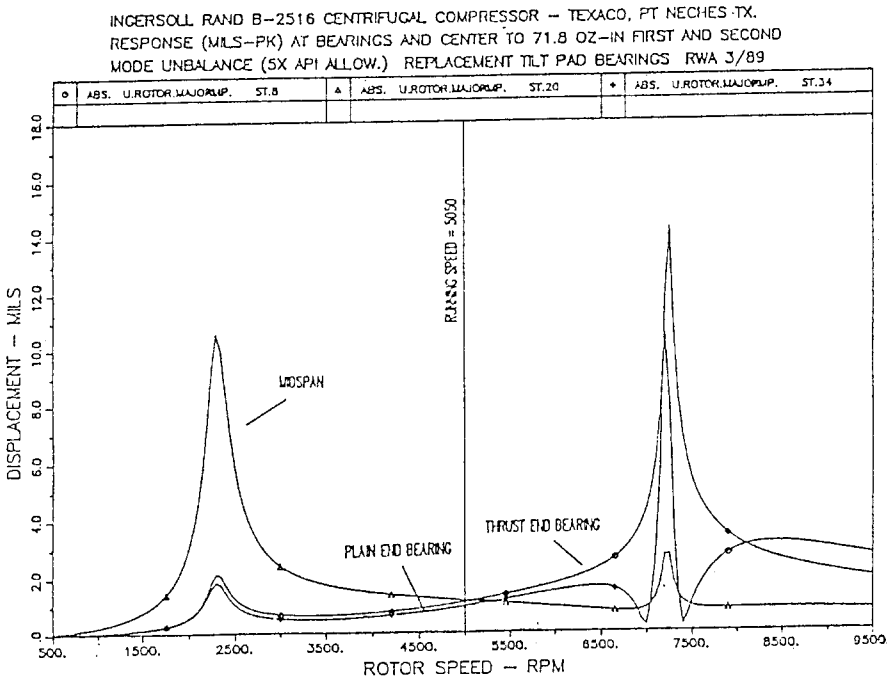


그림 5 4 tilting pad 베어링 지지 압축기 진동응답

동특성에 따른 공기압축기(축길이 3.85 m, 중량 2837 kg, 회전체 관성모멘트 522 kg/m²)의 강제진동을 계산한 바 그림 4와 그림 5에 보이는 바와 같다. 설계초기에 그림 4는 3 lobe 베어링을 설치한 경우이고 그림 5는 4 pad tilting 베어링을 설치한다고 가정하였을 때의 진동응답이다.

증기터빈의 경우 출력 및 성능향상을 위해서 날개의 길이가 길어짐에 따라 원심력이 커져서 강도문제가 발생할 뿐 아니라 운전범위에 공진주파수가 많아지며 날개 선단에는 초음속 유동이 일어나 충격파동이 발생하고 축방향 흐름에 있어 3차원 유동이 일어난다. 증기터빈 발전기의 고장발생 원인의 약 30%가 익형사고임을 주지할 필요가 있다.

날개의 굽힘응력이나 진동해석을 위해 이용되는 모델링기법으로는 비틀림진동이나 횡방향 진동해석이 용이한 유한요소법을 많이 이용하

고 있다. 이때 날개를 고정하고 있는 Bucket wheel의 동적 특성치는 원심력에 의한 주기적 변형만을 고려하고 날개요소마다의 절점, 경계조건, 물성치, 요소연결, 절점수를 결정한다. 본 연구에서 개발된 프로그램을 이용하여 발전용 저압증

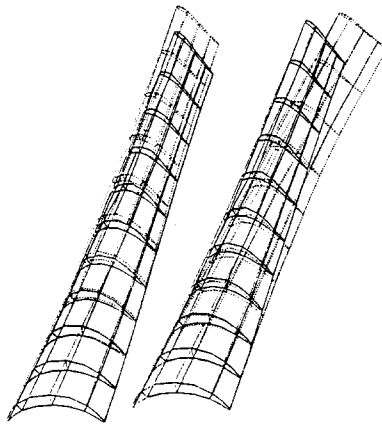


그림 6 저압 증기 터빈날개의 모드별 변형계산

기터빈(휠직경 2.26 m, 날개길이 1.09 m)의 날개를 45개로 요소분할 할 때 1, 2차모드 변형을 계산한 결과를 그림 6에 보인바와 같다.

2.3 현장 밸런싱 시스템

회전기계를 가볍고 compact하게 하기 위해 고속화 하고 회전체 축간 길이를 증가하는 등의 제작경향에 따라 사용회전수내에 공진점이 존재하고 탄성계수가 저하되어 불평형력에 의한 회전기계 진동문제가 현장에서 빈번하게 발생되고 있다. 이에 대한 대책으로 회전체를 탄성회전체로 취급하여 사용회전수에서 갖는 진동모드를 참작하여 이에 적합한 잔동축정점 또는 밸런싱 위치를 선정하는 Flexible rotor balancing 기법을 이용해야 한다.

다단압축기나 고출력 발전터빈과 같이 축간길이가 길어서 진동모드가 두드러지게 나타나는 회전체의 경우 밸런싱을 위한 진동축정점이나 밸런싱면(balancing plane)의 선정이 중요하며 여러개의 측정점을 갖는 경우는 수정질량(correction mass) 계산을 위해 전산기를 활용해야 한다.

회전기계 설치후 회전체 분해·조립 및 운반이 어려운 대형회전기계나 회전체 밸런싱을 위해 장시간 정지하기 어려운 프랜트의 경우에는 회전기계의 운전조건 상태에서 회전체를 분해하여 별도의 밸런싱기계를 이용하지 않고서도 불평형진동을 저감시킬 수 있는 현장밸런싱(field balancing)을 수행하므로써 회전기계의 운전가동율, 정비유지비를 개선 할수 있다. 여기에 이용되는 밸런싱프로그램은 PC에 설치되어 있어 진동축정자료(진폭, 위상)만 얻을수 있다면 현장밸런싱을 위해 이용될 수 있다.

평형추 계산이론에는 영향계수 이용법, 모드 이용법, 모드-영향계

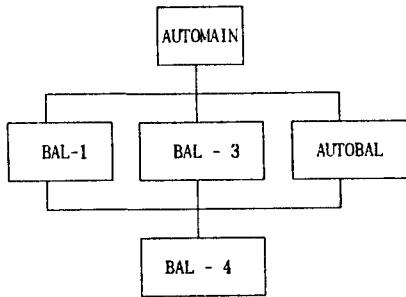


그림 7 밸런싱 프로그램 구성도

수 복합 이용법이 있는데 전자는 영향계수를 찾아낼 때만 작업이 복잡하고 영향계수 자료를 갖고 있을 때는 후자에 비해 수정질량 계산이 용이하며 2차 이상의 진동모드에서는 후자가 유리하나 대부분이 실험적 자료를 이용해야만 한다.

여기서는 영향계수법을 이용한 밸런싱 프로그램을 소개하는데 m 개의 평형면과 n 개의 측정점을 갖는 회전체의 경우 영향계수 매트릭스 $[A]$, 진동레벨 $\{X\}$, 수정질량 $\{W\}$ 일때 다음식을 얻는다.

$$\{W\} = \{X\} / [A] \quad (2)$$

프로그램구성은 그림 7에 보이는 바와같이 진동측정자료를 수동입력하여 수정질량을 계산하는 방법(BAL-1), 진동측정신호를 A/D변환기를 통하여 PC에 입력시켜 수정질량을 계산하는 방법(BAL-3) 및 수정질량을 평형면에 부착하기 용이한 위치에 나누었을 때 이를 계산하는 방법(BAL-4)과 이를 프로그램을 연결하고 대화식메뉴에 따라 계산자료를 입력하거나 계산 결과를 출력하는 프로그램(AUTOBAL)으로 구성되어 있다.

표 2에 보이는 모델회전체에 대한 불평형진동을 위해서 언급한 진동측정자료를 수동으로 입력하는 방법(BAL-1)과 진동측정신호를 A/D변환기를 거쳐 전산기에 직접 입력되도록 하는 방법(AUTOBAL)으로 밸런싱 한후 나

표 2 2평형면을 갖는 모델회전체의 사양

항 목	주 요 사 양
베 어 링	재질 : 인청동, 형식 : 원통형, 치수 : ID30×OD60×B25 mm 반경간극 : 0.125 mm, 윤활유점도 : 25 cP
원 판	재질 : FC15, 치수 : OD300×B145 mm, 중량 : 50 kg
축	횡탄성계수 $E=2.05 \times 10^{11}$ N/m ²
고유진동수	1817(1차), 2039(2차), 2516(3차), 3052(4차)

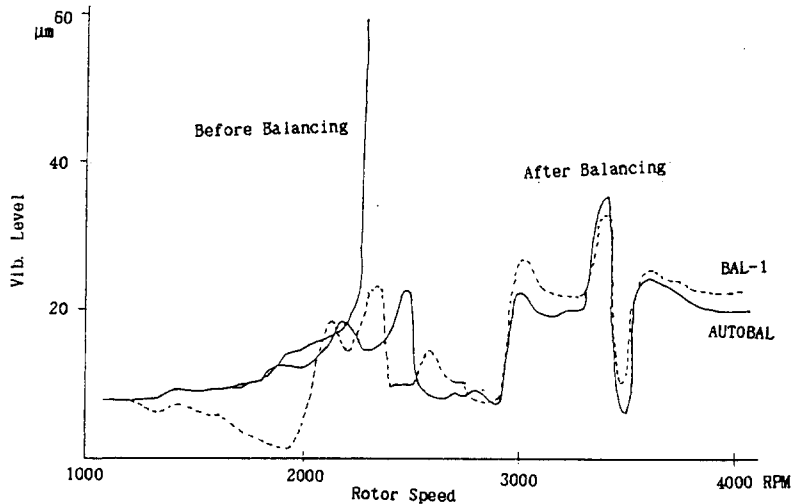


그림 8 프로그램별 밸런싱 결과 비교

타난 진동곡선은 그림 8에 보이는 바와같이 큰 차이가 없었다.

2.4 비틀진동 및 감쇠댐퍼 계산

검토대상인 진동시스템은 엔진의 사양, 용도와 구성방법에 따라 진동계산 입력자료, 진동허용기준이 달라지므로 진동계산 및 최적댐퍼 설계프로그램을 보다 쉽게 사용할 수 있도록 대화식 계산자료 입력방식을 채택하고 계산결과를 table이나 graph로 출력코자 할때도 같은 요령으로 필요한 항목을 간단히 입력하면 된다. 또 축계 진동측정장치로 측정된 진동레벨은 축계허용용력을 검토할 경우에는 합성(Overall)성분이 대상이 되므로 중래 공진점에서 따라서 하모닉 성분별 부가용력은 물론 이들의 합성성분도 나타내도록 하므로써 계산치

를 측정치와 쉽게 비교할 수 있도록 하고 나아가서 검토대상인 축계 장치의 비틀림강도에 대한 안전계수를 보다 정확하게 할 수 있도록 하였다.

가진에너지는 가스폭발압력의 왕복질량의 원심력으로 이루어지며 감쇠에너지는 엔진감쇠, 축계 히스테리시스 감쇠, 댐퍼감쇠, 추진기 감쇠, 발전기 감쇠를 다루었다. 댐퍼를 부착할 필요가 있는지 여부는 축계장치의 비틀진동을 계산하며 진동레벨이 가장 큰 진동 모드, 절점위치, 주요 하모닉 성분 및 합성성분의 진폭 또는 부가용력 크기 등을 검토하여 진동허용기준을 초과하는지를 비교하여 결정한다. 댐퍼의 주요치수인 관성링과 케이싱의 관성 모멘트, 케이싱과 관성링의 틈새, 점성유체인 실리콘 점도

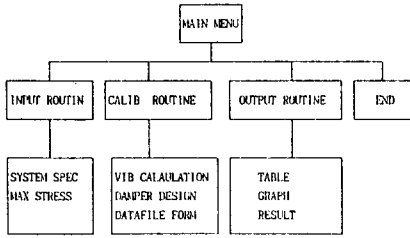


그림 9 비틀진동 및 댐퍼설계

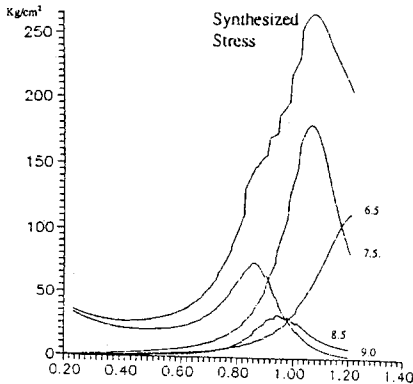


그림 10 남제주 1호기 비틀진동 계산결과

를 계산 한후 이로부터 발생하는 감쇠에너지에 의한 발열량, 원심력이 구조물이나 점성유체의 윤활 및 내구성에 미치는 영향을 고려해야 한다. 이들 프로그램은 사용목적으로 볼때 비틀진동계산과 감쇠댐퍼 계산프로그램으로 나눌수 있으며 그림 9에 보이는 바와같이 기능을 4가지로 분류할 수 있다. 비틀진동 계산은 에너지법을 이용하여 회전수에 따른 하모닉스 성분별 진폭을 구하고 이를 이용하여 부가응력을 구할 수 있다.

기진 에너지에는 가스폭발압력과 왕복질량의 원심력으로 이루어지고 감쇠에너지는 구동엔진이나 이것에 의해 구동되는 시스템에 따라 달라 지므로 필요부분만을 선택해야 한다.

이를 이용하여 B & W 7K60MC (14000 PS×138.5 rpm) 디젤엔진에 의해 구동되는 남제주 1호기의 육상용 발전시스템에 대한 비틀진

동계산 결과를 그림 10에 보인다.

3. 축계진동 저감장치 개발

3.1 동 흡진장치

회전체의 불평형력이나 불평형우력에 의해 발생하는 진동이 축을 지지하고 있는 베어링을 통해 회전기계 케이싱이나 지지구조물에 전달될때 이를 기진원에서 직접 저감시키는 것이 곤란하다면 회전기계의 기진주파수에 동조되는 평형추를 기진력에 상반되는 위상이 되도록 조정하여 역기진력을 발생시키는 동적흡진장치를 이용한다. 이것은 회전기계 이외에 교량, 고층빌딩, 해양구조물 등에 많이 이용되는데 여기서 소개하고자 하는것은 변속모터로 구동되는 2축식 밸런스(balancer)라 할수 있다. 이것의 원리는 불평형 기진력을 발생하는 회전축계의 기진주파수에 일치하게 평형추 속도를 조정하고 진동저감을 요하는 시스템의 진동레벨이 최저가 되는 역기진 벡터의 위상각을 실험적으로 구하되 기진력의 크기는 평형추 중량을 증감시켜서 최적상태가 되도록 할 수 있다.

시작품으로 제작한 흡진장치는 그림 11에 보이는 바와 같으며 회

전수 140~250 rpm 범위에서 기진력 4.5 ton/f이고 구동모터는 440 volt, 15 kW인 와류카프링형이며 최대 1750 rpm으로 운전되므로 감속비 0.25인 감속기어를 부착하였다.

속도와 위상각은 TTL 신호를 F/V 변환후 전압으로 제어되고 진동저감 대상 회전기계의 운전속도에 따라 흡진장치가 자동으로 기동·정지되는데 구동모터의 용량감소를 위해 평형추를 요동하거나 cell motor로 평형추를 수직상부로 올린 후 낙하시키는 방법을 이용하여 기동시키고 있다. 이 장치를 2차 불평형우력이 2880 KNm인 B & W6S80MC 엔진으로 발생되는 2차 불평형력을 저감시키기 위해 강재구조물인 35000톤급 선박의 조타기실에 탑재하여 진동저감효과를 검토한바 그림 12와 같이 85% 정도 개선하였다. 이 장치는 구조물의 진동저감은 물론 진동특성을 분석하기 위해 사용되는 진동발생 장치로 활용할 수 있었다.

3.2 비틀진동 감쇠댐퍼

2장에서 언급한 비틀진동 감쇠댐퍼의 계산프로그램을 이용하여 구해진 관성링과 케이싱의 관성모멘

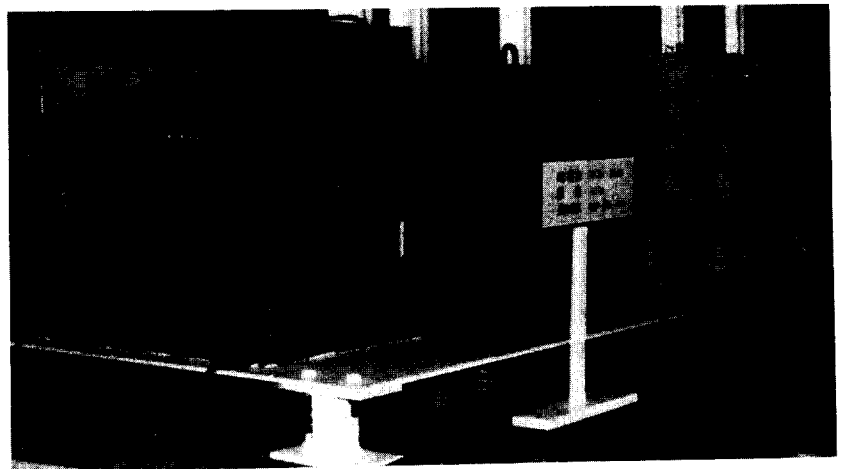
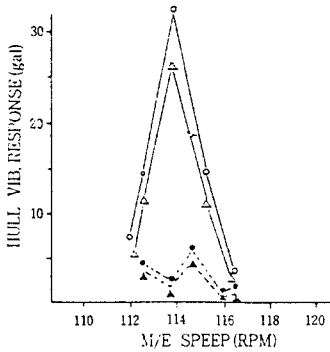
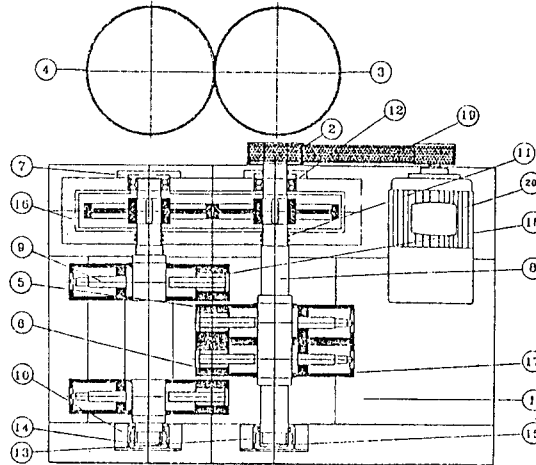


그림 11 동흡진장치 시작품의 설치상태



○ Upper Deck (without Balancer)
 △ Wheel House (without Balancer)
 ● Upper Deck (with Balancer)
 ▲ Wheel House (with Balancer)

그림 12 동흡진장치에 의한 진동저감효과



NO	NAME OF PART	QTY	MATERIAL
1	CASING	1	SS41
2	PULLEY	2	
3	HERICAL GEAR	1	SCM4
4	HERICAL GEAR	1	SCM4
5	FLYWHEEL	4	SM15C
6	COUNTERWEIGHT	4	SM15C
7	BEARING COVER	4	SS41
8	SHAFT	2	SM20C
9	SHAFT	4	SM20C
10	BEARING STAND	2	SM34
11	V-RING	6	V115
12	BEARING	2	22222
13	BEARING	2	NJ22222
14	WASHER		
15	NUT		SM20C
16	GEAR BOX	1	SM20C
17	COUNTER WEIGHT	4	
18	RUSHING	4	
19	TIMING BELT	1	
20	EC MOTOR	1	30kW

그림 13 평형추를 이용한 가진기 구조도

트, 이들 사이의 간극과 선정된 실리콘유에 관한 자료를 기초로 하여 케이싱과 크랭크축을 연결하는 후렌지 형상, 댐퍼 외형치수 제한성 등을 감안하여 댐퍼설계치수를 조정해야 한다. 덮개볼트나 케이싱 두께, 지지베어링 형상은 운전중 발생되는 원심력, 윤활특성을 감안해야 한다.

육상용 발전기로 이용되는 B & W8L28/32 (2285 PS × 775 rpm) 엔진의 비틀진동을 계산한 바 절점이 3개인 3절 진동일때 하모닉성분 4.5차에 의해 크랭크축에 부가응력 735.9 kg/cm²이 발생되지만 그림 14에 보이는 유효관성모멘트 194.2 kg/cm sec²인 감쇠댐퍼를 엔진에 부착했을때 3절 4.5차는 15 kg/cm²으로 감소하지만 2절 4.5차는 274.4 kg/cm²로 부착전 53.6 kg/cm²보다 220.8 kg/cm² 증가하였지만 허용응력 874 kg/cm²보다 아직 훨씬 여유가 있어 문제가 되지 않았다.

감쇠댐퍼를 부착하기 전후에 크랭크축의 부가응력 변화를 비교하면 그림 15와 같다. S사에서 시작품 댐퍼를 육상시운전 중 비틀진동을 측정된 결과 계산결과와 유사하

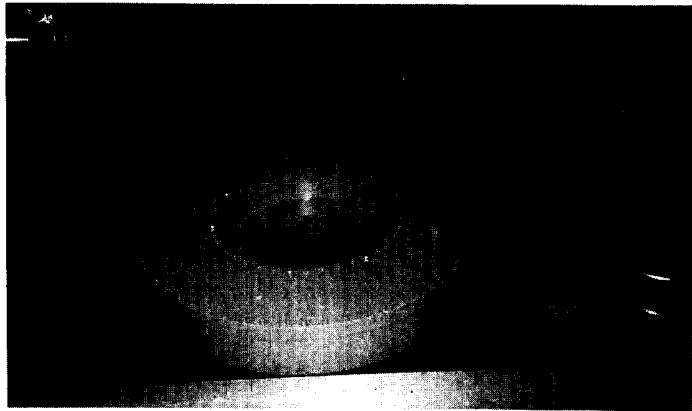


그림 14 시작품 댐퍼의 외형도

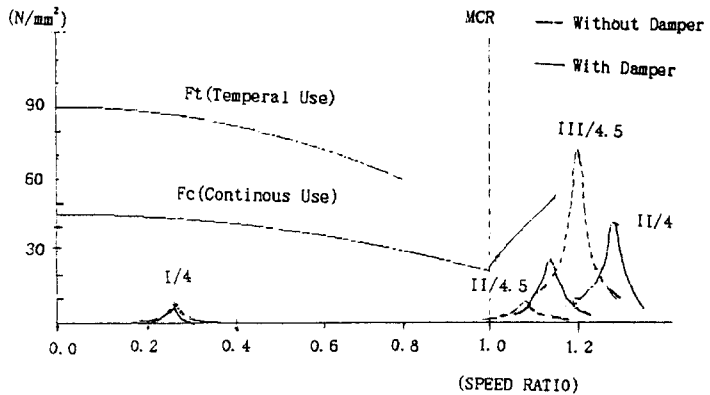


그림 15 감쇠댐퍼 부착 전후의 크랭크축 부가응력

였고 개발된 유막감쇠댐퍼의 감쇠 성능이나 내구성에 문제가 없음을 확인하였다.

3.3 탄성 커플링 장치

회전하는 구동축과 피동축을 연결해 주는 커플링은 효율적인 동력

전달 시스템의 구성을 위해 힘이나 회전운동의 동력 전달 기능, 축심간의 편심이나 편각등의 축심오차 흡수기능, 충격등의 급격한 토크변동의 완충기능, 커플링의 강성이나 관성질량으로 축계 시스템의 위험속도를 변화시키는 기능등을 수행한다.

커플링은 각각 요구되는 기능에 따라 다양하게 개발되고 있지만 이를 분류하면 유체감쇠형, 탄성스프링형, 고무탄성형 등이 있다.

유체감쇠형 커플링은 엔진등에 부착되어 비틀충격등 급격한 토크변동을 완화할 뿐만 아니라 엔진과 전체 동력축계 시스템의 위험속도를 바꿀 수 있는 기능을 가지고 있어 선박이나 발전용 엔진, 중장비나 전차등의 엔진에 많이 부착되고 있다.

유체감쇠 커플링은 고탄성 판스프링과 감쇠력이 좋은 유체를 이용하여 고무탄성형보다 5~10배 정도의 큰 감쇠능력을 발휘할 뿐만 아니라 비틀진동때역 역할도 동시에 수행할 수 있다.

유체감쇠커플링의 강성계수에는 정적 토크에 대해서 일정한 값을 갖는 정적강성계수(k_{st})와 변동하중의 주파수에 따라 변화하는 동적강성계수(k_t)가 있다.

$$K_{st} = \frac{3(EI)_1NR^2}{(1-\nu^2)\eta L^3} \quad (3)$$

$$K_t = K_{st} \left[1 + (\omega/\omega_0)^2 \frac{\omega}{\omega_0} \right] \quad (4)$$

여기서, N 은 겹침 판스프링의 수이고, R 은 커플링의 중심에서 겹침판스프링에 작용하는 하중점까지의 거리이다. ν 는 프와송비이고 η 은 강성보정계수이다. 또 ω_0 는 커플링의 특성 진동수이다. 유체감쇠 커플링은 진동속도가 빨라짐에 따라 기름의 유동으로 인하여 강성이 증가한다.

또 감쇠계수는 기름의 유동에 의

한 점성감쇠와 겹침판 사이의 마찰력에 의한 감쇠의 조합으로 이루어져 있다. 커플링의 등가감쇠를 C_t 라고 하면

$$C_t = C_f + C_{dy} = \left[\frac{X_f}{\omega} \left(1 + \frac{\omega^2}{\omega_0^2 + \omega^2} \right) + \frac{\omega_0}{\omega_0^2 + \omega^2} \right] K_{st} \quad (5)$$

윗식에서 X_f 는 스프링판간의 마찰감쇠계수이며 스프링의 크기 및 마찰계수가 주어지면 진동속도와 무관하다.

이들 계산이론을 이용하여 시작품의 정적강성계수를 계산한 결과를 그림 16에 보이는 바와 같이 실험치와 비교하였다.

동특성 계측을 위한 감쇠계수는 운동방정식으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$C_t = \frac{R_f R_g}{\pi \omega X^2 n_d} \sum_{k=1}^{N_f} (F_{k+1} + F_k) \cdot (X_{k+1} - X_k) / 2 \quad (6)$$

여기서, R_f 는 커플링 중심에서 하중측정점까지의 거리(446 mm), R_g 는 변위측정점까지의 거리(9105 mm), X 는 변위, F 는 가진력, N_f 는 n_d 주기까지의 전체 데이터 수, n_d 는 주기수이다.

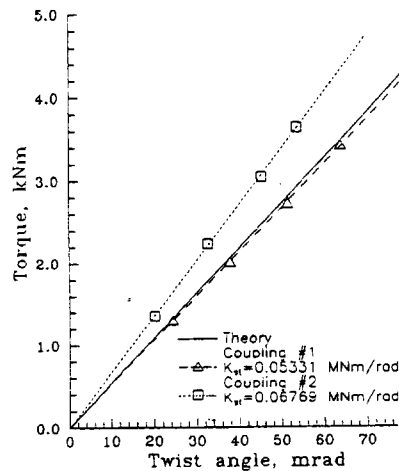


그림 16 정적강성계수 실험결과

* 고찰

유체 감쇠 커플링의 동적특성계수를 구하기 위한 실험을 유사한 크기의 Geislinger사의 제품과 비교분석 하였던 바 동적 강성계수 및 감쇠계수는 계산치와 유사하였으나 국산시제품의 Geislinger사의 것보다 약 30% 큰 것으로 나타났다.

3.4 토크 측정장치

토크 측정장치란 대형선박, 발전터빈, 자동차 엔진 등 동력기계의 축계출력을 측정하는 장치로서 주로 출력의 감시, 연료의 효율적 사용 및 고장진단 등에 이용되고 있다. 이러한 토크 측정장치는 최근 선박 및 공장의 무인화, 자동화 추세에 따라 출력감시 기능이 중요하

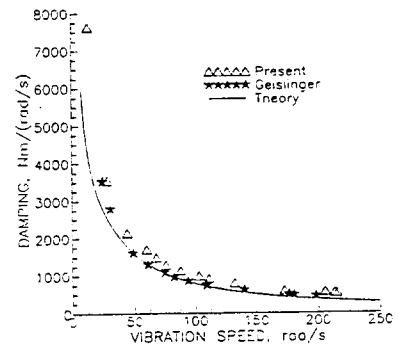


그림 17 감쇠계수에 대한 실험결과

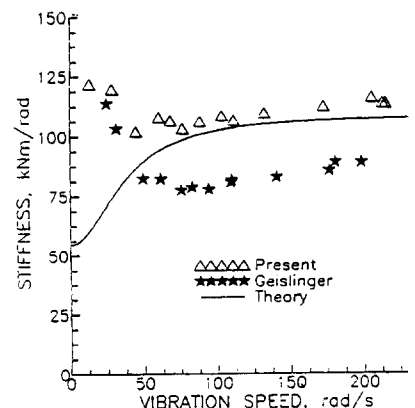


그림 18 동적강성계수에 대한 실험결과

계 대두되어 그 설치 및 수요가 점차 확대되고 있다. 본 시제품은 $\phi 450$ mm의 저속형 대형 선박 주기관 축계의 마력 측정을 위해서 개발된 것으로서, 선박과 같이 온도, 습도, 오염등의 열악한 환경조건에 잘 견디며, 양호한 동특성을 유지하게 하기 위해서 일반적으로 사용되는 스트레인 게이지형 센서 대신에 비정질 리본(Amorphous Ribbon)의 자기변형(Magnetostriction) 특성을 이용한 자기 센서를 개발하였다. 또한, 신호처리는 Telemetry 시스템을 거쳐서 재생

된 신호에 의하여 축의 1. 토크 및 마력을 계산토록 하였다.

제작된 시제품의 사양 및 외형도는 표 1과 그림 19에 보이는 바와 같으며 이들의 작동원리는 아래와 같다.

대형 선박은 기관의 회전속도가 100 rpm 전후로 저속이며 주기관 출력은 그림 20과 같이 중간축에 2개의 어댑터링을 고정하고 비정질 리본 센서를 설치하여 축의 비틀림 변형에 비례하여 센서가 변형하도록 하였다. 이때 센서가 축의 비틀림에 의하여 늘어나면 센서 리본

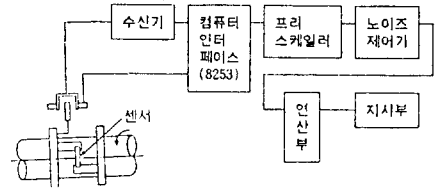


그림 20 토크 측정원리의 계통도

주위에 감긴 코일에 의하여 자기유도 곡선의 최대 자기 유도 변화를 측정하게 되고, 그 결과는 V/F 변환을 통하여 $5\text{ kHz} \pm 1\text{ kHz}$ 의 주파수 신호로 송출된다.

토크 센서의 재료로서는 Co계열 비정질 리본($\text{Co}_{75}, \text{Si}_{15}, \text{B}_{10}$)을 사용하였다. 이 재료의 특성은 전기적 비저항이 크며($100 \sim 200 \mu\Omega/\text{cm}$) 자기결정의 이방성이 없고, 인장응력이 크며 인장응력에 따른 투자율 변화가 커서 센서로 많이 응용된다는 점이다. 특히 Co계의 비정질 합금은 Fe계 비정질 합금에 비하여 넓은 인장범위에서 투자율 변화가 커서 센서의 선형도 및 분해능을 향상시키고 있다.

센서로부터 출력된 TTL레벨의 토크에 비례하여 주파수 신호는 2 MHz의 수정진동자에 의해서 진폭변조되어 안테나를 통하여 송출된다. 안테나에서 수신된 신호는 2 MHz신호가 분리되어 중간 주파수로 입력되고, 여기서 국부 발진부로부터 2.455 MHz의 신호를 받아 두 주파수의 편차인 455 MHz 중간 주파수로 변환되고 증폭된다. 검파부에서는 본래 신호가 재생되고 TTL레벨의 게이트를 구동하기 위해 증폭된다.

4. 맺음 말

동력을 발생하거나 이를 이용하는 대부분의 기계장치는 회전하는 축계 장치를 갖고 있는데 이들은 중량을 갖는 회전체와 이것을 지지

표 3 토크 측정장치의 사양

항 목	주 요 사 양
1) 센서링 -내부링 -외부링	중량 : 37.7 g 축직경 : 450 mm, 외경 536 mm Span : 61.8 mm (축경 450~480 mm에 사용가능) 내경 : 500 mm, 외경 648 mm 센서 설치반경 : 292 mm
2) 토크 센서	재료 : Co비정질 재료($\text{Co}_{75} - \text{Si}_{15} - \text{B}_{10}$) 출력주파수 : $5\text{ kHz} \pm 1\text{ kHz}$ 정밀도 : 0.4%
3) 송신기	전송주파수 : 2 MHz, 변조방식 : 진폭변조 입력주파수 : $5\text{ kHz} \pm 1\text{ kHz}$ 안테나 노치수 : 60
4) 수신기	연산장치 : 8253 및 PC 386 지시항목 : 평균 축마력, 회전수, 토크

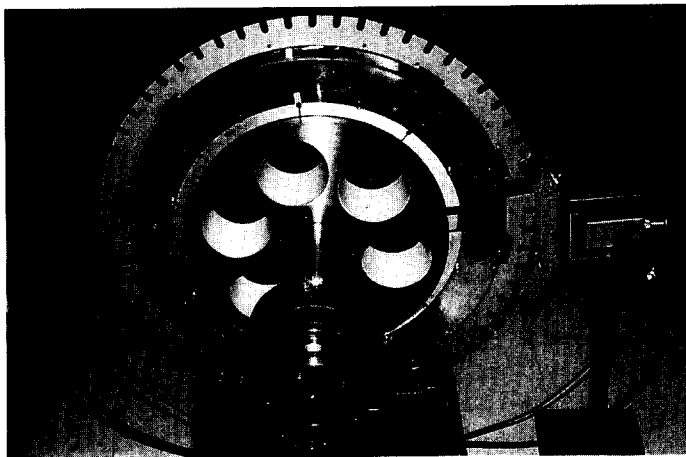


그림 19 토크측정장치 외형도

하거나 연결하는 강성축과 베어링으로 구성되므로 진동형태에 따른 고유진동수를 나타낸다. 그 결과 축계 장치가 운전되는 동안 발생하는 기진력이 축계 강도를 초과하거나 진동수가 시스템의 공진점에 일치하던지 가까우면 이들 진동에 의해 축계 장치에 부착되어 있는 카프링, 감속기어, 지지베어링, 밀봉셀, 고정볼트 등이 이상마모 또는 피로파괴의 원인이 되므로 설계시나 운전중에 이에 대한 진동원인들을 PC를 이용하여 현장 운전자들이 쉽게 규명할수 있도록 개발하고 발생하는 진동문제를 효과적으로 해결할수 있는 진동 저감장치를 몇 가지 소개하였다. 국내에서 제작되는 선박, 자동차, 발전프랜트 또는 여기에 설치되는 엔진의 진동저감을 위해 이들 소프트웨어와 하드웨어들은 국내 관련기업의 현장기술 지도를 위해 여러차례 활용된 바 있으며 이를 이용함으로써 축계진동 저감기술 자립은 물론 국산화

제품의 성능향상에도 크게 기여할 수 있다고 본다.

참 고 문 헌

(1) Chartan, C., White, D. J., Flexible Couplings for Marine Installations-Testing and Application, Trans. of the Institute of Marine Engr., 1965, Vol. 77, No. 11
 (2) Hibner, D. H., Optimum Friction Damping of Flexible Rotor, ASME 18-CT-156, March 9-12, 1981
 (3) Rieger, N. F., Crofoot, J. F., Vibration of Rotating Machinery, Rochester, NY, November 1977
 (4) Kerwilson, W., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, 3rd edd., Vol. 4—Devices for Controlling Vibration, Champman & Hall Ltd.,

London, 1967

(5) 과학기술처, 후렉시블 로터 밸런싱 기법개발, 한국기계연구소 보고서, UCE215-509, D. 1985
 (6) 상공부, Damping Flexible Coupling 제작 및 설계기술 개발, 한국기계연구소 보고서, BSM201-1435, D. 1991
 (7) 상공부, 비접촉식 토손미터 시스템개발, 한국기계연구소 보고서, BSM235-1660, D. 1992
 (8) 과학기술처, 고중력장치 이용 기술 개발, 한국기계연구소 보고서, UCN225-1338, D. 1990
 (9) 과학기술처, 선박 주기관의 비틀진동 감쇠댐퍼 개발, 한국기계연구소 보고서, BSM154-1270, D. 1991
 (10) 과학기술처, 선박용 전기식 진동제어기 개발, 한국기계연구소 보고서, BSM410-734, D. 1987