

발전소 통풍계통의 가변속 운전을 위한 최적 설계조건에 관한 연구 Study on Optimum Design Condition for Variable Speed Control of Rated Speed Fans used in a Power Plant

조철환 · 양경현 · 정남근 · 김봉진

C. W. Cho, K. H. Yang, N. K. Jung and B. J. Kim

(접수일 : 2010년 5월 24일, 수정일 : 2010년 8월 25일, 채택확정 : 2010년 8월 27일)

Key Words : Forced Draft Fan (압입통풍기), Induced Draft Fan (유인통풍기), Variable Frequency Drive System (가변속 시스템), Critical Speed (임계속도), Resonance (공진)

Abstract : Recently, the large capacity draft fans in power plants had been changed to variable speed type to reduce the power consumption. But the fan experienced the unexpected vibration at specific speed regions. In this study, the high vibration frequency of the fan was confirmed and the natural frequency of the rotor were measured and analyzed by FEM programs. It was analyzed that the vibration was caused by the resonance at the frequency, 30.7Hz. So, the rotor vibration characteristic was changed by adjusting the distance between the shaft bearings. It was confirmed the high vibration was disappeared over the all operation speeds.

1. 서 론

요사이 세계 오일가격의 상승에 따라 유연탄의 가격도 상승하고 있으며, 지구환경의 오염저감을 위한 녹색산업의 확대로 인하여 관련 에너지 산업의 생산단가를 낮추기 위한 노력이 추진되고 있으며, 전력산업은 에너지 소비의 대부분을 차지하는 관계로 전력 생산단가의 상승이 지속되면서 자원 고갈에 대한 대비와 에너지 절약방안이 대두되고 있다. 따라서 발전소에서는 기존의 설비를 개선하여 효율적인 운영을 하고자 노력하고 있다.

현재 에너지산업 관련분야에서는 ESCO(Energy Service Company)사업을 통하여 에너지 절감을 위해 적극 노력하고 있는 추세이다. 이 사업은 운영 주체가 에너지 개선을 위한 대상설비의 공사비를 직접 투자하지 않고 에너지 전문기업이 공사를 직접 수행하고 향후 설비의 에너지 절감액을 통해 투자된 공사비용을 회수해 가는 제도이다.

이러한 사업의 일환으로 발전소 설비의 소내 소비 전력의 절감을 위해 시도되고 있는 것 중에 가장 에

너지 절감이 예상되는 기기로 발전소 통풍계통의 통풍기와 냉각수 순환계통의 펌프에 대한 고정속도 제어에서 가변속 제어로 개선작업이다. 발전소내 자체 전기 소비용량의 상당부분을 차지하는 것이 각종 통풍기와 펌프류이다. 소요량에 따라서 속도를 가변속 제어함으로써 목적하는 적정량의 출력을 얻을 수 있으면서 특히 저속으로 운전하는 시간이 많으면 많을수록 전력소비는 3층에 비례하여 절약할 수 있기 때문에 에너지 절약 측면에서는 매우 긍정적인 면이 있다.¹⁾ 그러나 기존 고정속도에서 사용되도록 설계된 설비에 사용자가 원하는 범위사이에서 가변속이 될 수 있도록 VFD(Variable Frequency Driving) System으로 설비를 개선하면서 기계적인 문제가 발생하였다. 즉 회전속도의 변화가 구조물과 내부 회전체의 동특성에 영향을 미치게 되어 과도한 진동이 발생함으로써 내부 팬 블레이드 혹은 외부 지지물이나 구조물의 손상으로 대형 사고를 발생시킨 사례가 나타나고 있다.²⁾

따라서 본 논문에서는 고정 속도로 사용되던 통풍계통(압입통풍기와 유인통풍기)의 효율을 최적화하기 위해 가변속 운전으로 시스템을 변경한 국내 특정 발전소를 대상으로 진동학적인 관점에서 연구를 수행하였다.

연구수행 결과의 현장적용을 위한 설계적인 관점

조철환(교신저자) : 한국전력 전력연구원
E-mail : chcho@kepco.co.kr
양경현, 정남근, : 한국전력 전력연구원
김봉진 : 한국 중부발전(주) 제주화력 발전처

에 대하여 논하고, 설비개선후의 실제 측정 분석한 결과에 대한 실험적인 연구결과 검토를 통하여 산업체 에너지 절감을 위한 최적설계가 가능하도록 하고자 한다.

2. 정속운전과 가변속운전 통풍팬의 진동 영향분석

2.1 대상설비의 개요

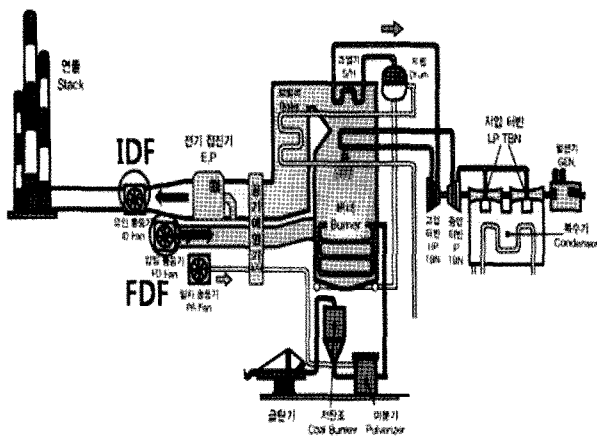


Fig. 1 Schematic Diagram of FDF & IDF

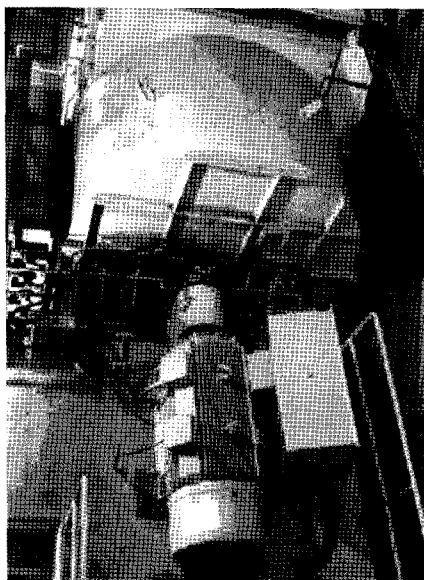


Fig. 2 Picture of FDF

시험 대상설비는 발전소에서 주요 통풍계통을 위해 사용되는 압입통풍기(FDF; Force Draft Fan)와 유인통풍기(IDF; Induced Draft Fan)이다(Fig. 1). 구조상 한 호기당 각각의 통풍기가 전동기에 연결된 상태로 2대씩 설치되어 있다.

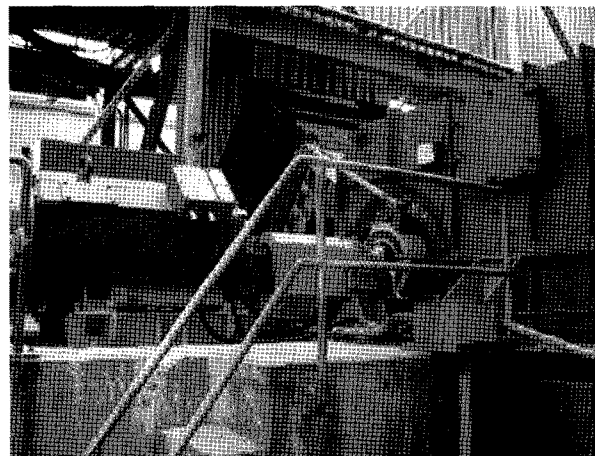


Fig. 3 Picture of IDF

압입통풍기는 보일러(순수한 물을 가열하여 증기를 생성)로 석탄이나 중유 등의 연료가 공기와 혼합되면서 가열될 수 있도록 공기를 불어넣어 주는 역할을 한다(Fig. 2).

압입통풍기와 유사하게 구성된 유인통풍기는 보일러 내부에서 연소된 공기가 증기를 만드는 역할을 끝내고 연돌을 통해 원활하게 배출될 수 있도록 내부 공기를 흡입하는 역할을 하게 된다.(Fig. 3)

압입통풍기와 유인통풍기에 대한 기술적인 규격을 Table 1과 Table 2에 표시하였다. 기술적 규격에서 알 수 있듯이 기본적으로 정속운전에 맞춰 설계 제작된 설비이지만 발전소 부하에 따른 소요 공기량의 조절을 위해 통풍기의 속도를 조절함으로써 장기적으로 소내 전력소비를 절감하는 효과를 얻고자 통풍기 운전방식을 가변속이 가능하도록 VFD System을 추가하여 설비 개선하였다.

Table 1 Specification of FDF

Air Flow	2,650 m ³ /min
Pressure	417.8 mmAq
Fan Speed	1180 rpm
Design Temperature	55 °C
Specific Gravity	1,068 kg/m ³
Fan Type	SWSI
Blade Material	H.T 60+SS400
Blade Type	Air Foil type
Main Plate	16.0t(SS400)
Side Plate	6.0t(H.T 60)
Vane	4.5+4.5t(H.T 60)
Shaft Material	SM45C

Table 2 Specification of IDF

Air Flow	4,650 m/min
Pressure	398 mmAq
Fan Speed	1180 rpm
Design Temperature	152 °C
Specific Gravity	0.805 kg/m ³
Fan Type	DWDI
Blade Material	H.T 60
Blade Type	Air Foil type
Main Plate	16.0t
Side Plate	6.0t
Vane	4.5+4.5t
Shaft Material	SM45C

그러나 기존의 설비에 단순히 VFD System만 설치하여 가변속 운전을 한 결과 가변속 운전 범위중 특정의 회전수에서 고진동 현상이 발생되었으며, 이러한 현상으로 인하여 저부하에서 고부하까지 연속적인 가변속운전이 불가하여 기존의 설비를 가변속이 가능하도록 신규 제작하여 진동 문제를 해결하고자 연구를 수행하였다.³⁾

2.2 가변속운전시의 진동 현상 분석

대상 통풍기에 대한 진동 측정은 초기 운전속도에서 속도를 서서히 높여 최고 운전속도에 도달할 때까지 통풍기와 전동기축의 Shaft에 변위센서를 부착하여 축진동을 측정 하였으며, Fig. 5에 운전 속도대비 진동값의 Bode Chart를 제시하고, 진동 측정 결과값은 Table 3,4에 제시하였다.

팬에서 발생하는 진동을 정확히 측정하기 위해서는 축진동을 측정하여야 하며, 따라서 본 연구에서는 FDF, IDF, 공히 변위센서를 사용하여 각 회전수별 진동을 측정하였다.

Fig. 5는 IDF를 저속에서 최고속도까지 변속 운전되는 상태에서 진동 측정결과를 보여주고 있다. 특정속도에 진입하면 정상속도보다 높아지는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상을 Table 3,4로 정리하였다.

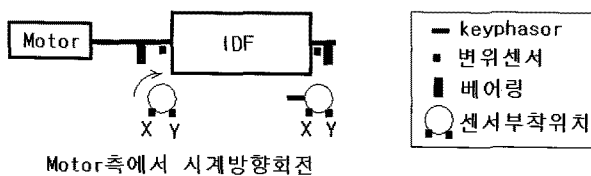


Fig. 4 Measuring point on IDF system

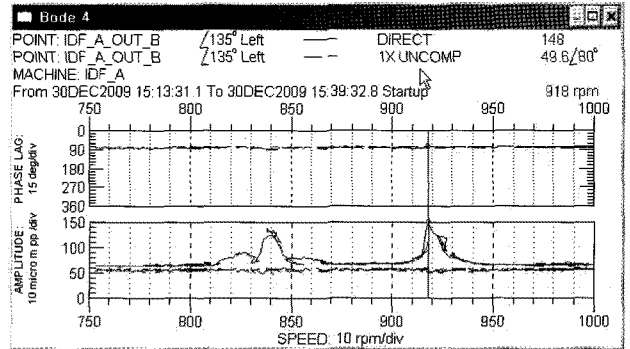


Fig. 5 Vibration according to speed variation of IDF

일반적으로 회전기계의 진동평가를 위해서는 정속운전의 경우에 축이나 베어링 케이싱을 통해 측정되는 진동상태를 평가하게 된다. 그러나 본 연구의 경우 변속 과정에서 진동이 측정되기 때문에 대상설비에 대한 절대적인 평가기준을 정하기가 어려운 상태이며, 압입통풍기의 경우 884~889 RPM 구간에 진입할 경우 축진동이 227µm(peak to peak), 유인통풍기의 의 경우 843, 920 RPM의 2개 구간에서 심각한 고진동 현상이 나타나며, 이 지점을 통과하면 진동상태가 안정되는 현상을 보이고 있다.

정속운전 팬을 가변속 운전을 하였을 경우 위의 Fig. 5 진동 Bode Chart에서와 같이 고진동 구역이 발생되고 있으며, 이러한 현상이 있으면 연속운전이 불가능하게 된다.

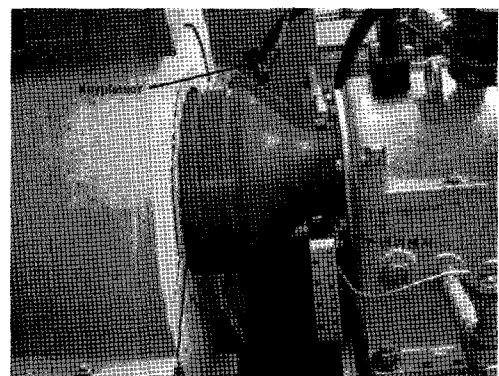


Fig. 6 Measuring Point on IDF Shaft

Table 3 Dominant vibration 1 of IDFs

Fans	M.Point	µm	Running Speed	Frequency
IDF- A	Inboard	117	843rpm	28.1 Hz
	Outboard	130		
IDF-B	Inboard	85.6	844rpm	28.1 Hz
	Outboard	88.5		

Table 4 Dominant vibration 2 of IDFs

Fans	M.Point	μm	Running Speed	Frequency
IDF_ A	Inboard	144	920rpm	30.7 Hz
	Outboard	183		
IDF-B	Inboard	114	921rpm	30.7 Hz
	Outboard	133		

이러한 공진현상은 축이 가지고 있는 1차 Bending Mode(Critical Speed)의 고유진동수 영역을 1/2 운전속도에서 그 2배 Harmonic 성분인 2X의 가진력에 의해 발생하는 공진에 의한 고진동 현상으로서 장기간 운전 할 경우 심각한 파손을 유발하게 된다. 이 현상에 대한 정확한 원인 분석은 다음 2.3의 해석 결과와 팬의 정지중 측정된 고유진동수에 의해 판단 할 수 있다.

2.3 통풍기 블레이드의 고유진동수 측정

통풍기의 내부의 회전체에 대한 구조적인 Model은 Fig. 7에 제시하였고, Fan Blade 고유진동수 측정시 위치와 방향을 표시하였다.

블레이드를 포함한 측면 plate의 동특성을 분석하기 위해 유인통풍기 2대에 대하여 각각의 고유진동수를 측정하였다.(Fig. 8)

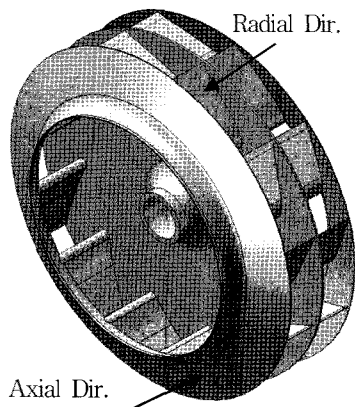


Fig. 7 Measurement Points and Directions of Fan Blade

Table 5 Natural Frequencies of IDF

	Measurement Dir.	Natural Frequencies
#A	Radial	32.0Hz
	Axial	38.0Hz
#B	Radial	35.0Hz
	Axial	38.75Hz

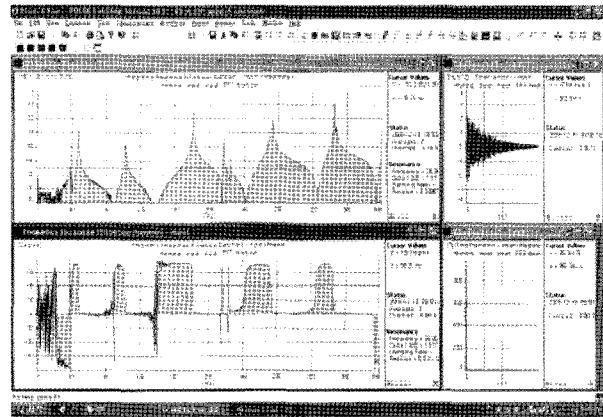


Fig. 8 Natural Frequency Chart of IDF-A

Table 5는 통풍기 회전체를 정지 상태에서 측정된 고유진동수를 보여주고 있다. 정지된 상태의 고유진동수는 현장에서 조립이 안 된 Rotor만의 고유진동수로서 실제로는 모터와 연결, 베어링이 연결되는 Span 및 베어링 Damping에 따라 변화가 생기며, 또 회전을 하면 원심력에 의한 변화, 온도에 의한 변화가 발생 될 것으로 판단된다.

3. FEM 해석에 의한 공진지점 회피설계

본 연구에서 통풍기 회전체에 대한 가변속 상태에서의 진동요인을 살펴보기 위해서는 유용한 유한요소 모델을 수립하여 수치해석을 수행함으로써 회전 속도 변화에 따른 회전체의 고유진동수 변화를 현장시험을 통해 얻은 데이터와의 비교를 통해 확인할 수 있다.

일반적으로 블레이드 회전체에 대한 유한요소 모델의 수치해석은 각각의 블레이드 beam요소와 등가질량, 관성요소, 베어링 요소 및 재질로부터 주어지는 강성요소, 불균형적 가진 요소 등을 조합하여 다음의 방정식으로부터 수행된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (1)$$

여기서, [M], [C], [G], [K]는 각각 관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬을, 그리고 {q}와 {Q}는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.³⁾

3.1 유한요소 모델의 수립

통풍기의 회전체 부분에 대한 유한요소 모델을 Fig. 8과 같이 생성하였다.

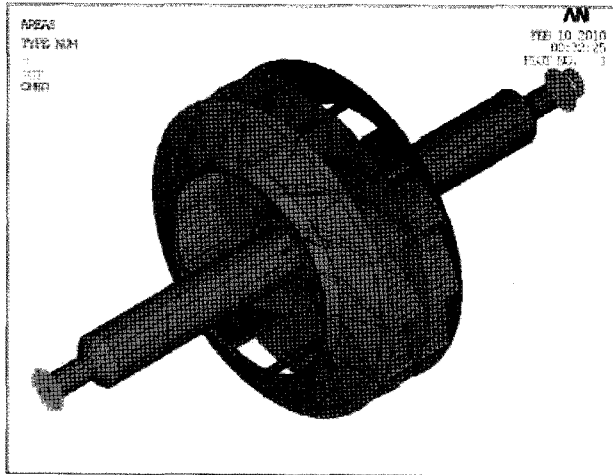


Fig. 8 IDF Impeller Model

회전체에 대한 유한요소 모델은 축의 Critical Speed 해석이 포함되므로 회전축을 포함하여 적용하였다.

3.2 로터 다이내믹스 해석

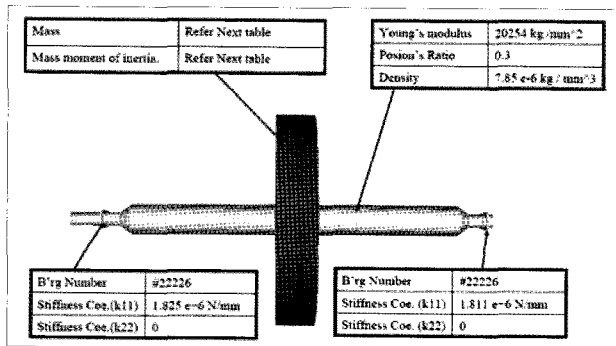


Fig. 9 IDF Impeller Rotor Dynamics Model

Table 6 Calculation Result of Rotor Critical Speed

	weight	unit
weight	978	Kgf
moment of inertia	1433.8	kgf·m ²
result	1885(31.42)	rpm(Hz)
critical speed ratio	1.6	
1/2 Speed	942.5	rpm

IDF에서 발생하는 고진동 주파수중 30.7Hz에 대한 FEM 해석 결과 표 8에서와 같이 31.42Hz로 해석이 되었고, Fig. 10 Mode Shape을 관찰 한 결과는 Bending Mode에 의한 것으로 판단되었다.

따라서 30.7Hz의 고진동을 해결하기 위해서는 Shaft Critical Speed를 변경시켜 운전영역에서 벗어나도록 재설계를 해야 함을 알 수 있었다.

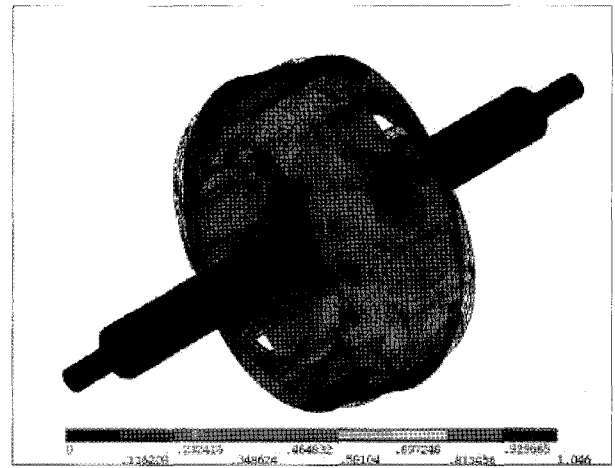


Fig. 10 Mode Shape of IDF Blade

3.3 Critical Speed 변경에 대한 설계적인 검토

IDF Rotor의 Critical Speed에 의한 공진을 회피하기 위해서는 팬의 운전 최대속도가 1180rpm 이므로 회전수의 2배수 공진을 피하기 위해서는 $1180 \times 2 \div 60 = 39.33$ Hz를 초과하는 Critical Speed를 갖도록 설계하는 것이 가장 이상적이며, 또 비상시 정속운전이 가능해야 하므로 39.33Hz에서 공진을 회피하기 위해서는 최소한 $\pm 5\%$ 이상(2Hz)의 여유를 가져야 안전한 시스템이 될 것이다.

따라서 Critical Speed는 2239 rpm(37.33Hz)이하 또는 2480 rpm(41.33Hz)이상이 되어야 한다. 그러나 실제 현장적용에 있어 설계고려사항은 여러 가지 제약이 따른다. 기존의 설비를 설계변경에 의한 Critical Speed를 변경 할 경우 Critical Speed 변경에는 한도가 있으며, 또한 최저부하에서 최고 부하까지의 팬 부하능력이 고려되어야 한다

3.4 Shaft Critical Speed 변경 방법

- ① Impeller 중량감소 : Impeller 중량을 감소시키면 Critical Speed는 증가하나, Blade의 고유진동수도 변경에 의한 Blade 공진을 고려해야 한다.
- ② Shaft 직경 증가 : 축의 직경을 증가 시키면 강성증가에 따라 Critical Speed는 증가하나, 이 경우 베어링을 새로 제작하여야 하며, 무게증가에 따라 모터의 용량도 검토 및 관련 부속 제어장치의 변경도 고려해야 한다.
- ③ Shaft 베어링 Span 축소 : 베어링 Span을 축소하면 강성이 증가되므로 Critical Speed가 변경이 되나 이 경우 케이싱의 설치조건이 부합하는지를 검토해야 한다

위와 같이 Shaft Critical Speed를 변경하기 위해서는 여러 가지 제약조건이 있으며, 각 경우에 현장 조건에 맞는 방법을 적용해야 할 것이다.

본 논문에서는 현장의 조건이 최저부하에서 최고부하까지 팬의 Speed가 650rpm~1000rpm 사이에서 운전되므로 Critical Speed를 2200rpm(36.6Hz)를 목표로 하였으며, 그 방법은 기존의 설비를 그대로 사용하므로 베어링 Span을 변경시키는 방안을 채택하였다.

3.5 Shaft Critical Speed 변경 해석

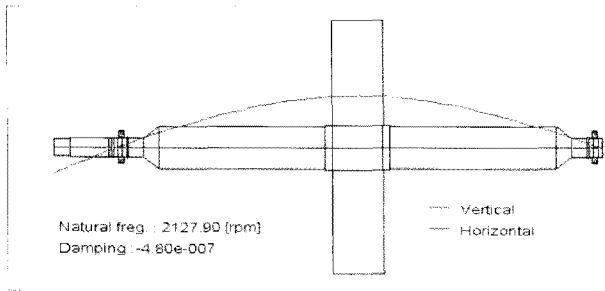


Fig. 11 Reduce of Bearing Span

현장의 조건을 고려하여 최대한 Bearing Span를 줄이는 방안으로 양쪽의 팬 베어링을 125mm씩 안쪽으로 이동시켜 Critical Speed를 해석한 결과 1885rpm(31.42Hz)→ 2150rpm(35.83Hz)로 변경됨을 확인하였다.(Fig. 11)

4. 현장 실증 시험 결과 분석

현장의 실증적용을 위해 설계한 Rotor를 재제작하고 관련 베어링 기초의 Pedestal을 재설계하여 Bearing Span을 줄여 현장 시험을 하였으며, Fig. 12 Chart와 같이 650rpm에서부터 1050rpm사이에서 가변속 운전을 실시한 결과, 전 부하영역에서 진동상

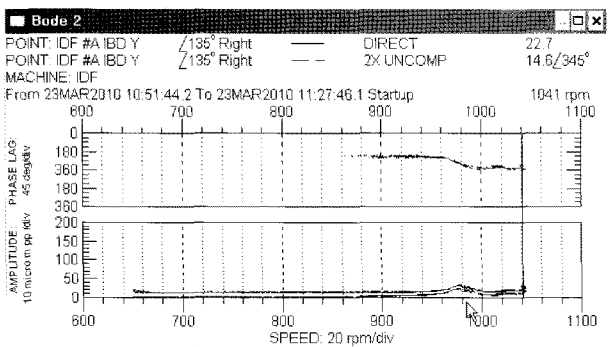


Fig. 12 Vibration according to speed variation of IDF

태가 양호하였으며, 로터의 Critical Speed는 Shop 시험 결과 약 2200rpm에 있는 것을 확인하였으며, 해석결과와 50rpm의 차이가 있는 것은 로터를 모터와의 연결 시 강성이 증가되는 변화요소 때문이다.

본 시험을 통하여 알 수 있는 것은 회전체의 고유진동수는 실제 회전을 하면 운전속도에 따라 상승을 하며, Shaft Critical Speed는 Motor 와 Fan을 Coupling으로 연결하면 감소하는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서 발전소에서 정속운전 상태로 사용중이던 통풍기를 변속운전이 가능하도록 제어시스템을 설비 개선하였을 경우 발생될 수 있는 기계적인 진동 문제에 대한 공진 현상분석과 가변속을 위한 전용 팬을 설계 할 경우 설계에 반영해야 할 사항에 대한 연구결과를 제시하였다.

- 1) 가변속을 위한 Fan 설계에서 Blade 공진에 대한 회피 설계가 필요하며, 특히 임계속도에 대한 고려가 필요하다.
- 2) 축의 임계속도 공진을 회피하기 위해서는 최소한 $\pm 5\%$ 이상(2Hz)의 여유를 가져야 한다.
- 3) 기존설비를 큰 설계변경없이 축의 임계속도를 변경시키기 위해서는 축간거리 조정이 가장 유효하다.
- 4) 임계속도의 설정구간에 대한 설계개념에 대한 정립을 하였으며, 유한요소 해석에 근거한 해석 자료와 실증설비 검증에 의한 실증 자료를 제시하여, 산업체 에너지 절감을 위한 가변속 팬 설계에 적용 할 수 있는 기초자료를 확보하였다.

참고문헌

1. 김종철, 1986, "PUMP와 BLOWER의 가변속 운전에 의한 ENERGY SAVING", 세미나집, 한국기계산업진흥회, pp. 98~102.
2. 김병욱, 이안성, 2008, "산업용 원심분리기의 진동저감을 위한 로터다이나믹 해석", 한국소음진동공학회 논문집 제18권 제8호, pp. 879~885.
3. 양경현, 조철환, 조성태, 2009, "FDF 및 IDF 가변속 운전에 대한 안정성 검토 결과 보고서", 기술보고서, 한전 전력연구원, pp. 1~16.
4. 조철환 외 4인, 2009. "발전소 통풍계통의 가변속 적용 후 진동특성에 관한연구" 한국동력기계공학회지, 제13권, 제6호.