

산소공장 공기터보압축기(ATC)의 회전체동역학 설계특성 분석 및 진동저감

김병옥*†, 이안성*

Analysis of Rotordynamic Design Characteristics and Vibration Reduction of an Air Turbo Compressor for Oxygen Plant

Byung Ok Kim*†, An Sung Lee*

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Turbo-Compressor(터보압축기), Critical speed(위험속도), Operating-speed balancing(운전 속도 밸런싱), Modal test(모달테스트)

ABSTRACT

In this study rotordynamic characteristics of an air turbo-compressor (ATC) used in oxygen plant are analyzed and its operating-speed balancing is performed to solve the vibration trouble caused by rotor unbalance. Three dimensional model of the ATC rotor is completed and then analytical FE (finite element) model, which is verified by experimental modal testing, is developed. A rotordynamic analysis includes the critical map, Campbell diagram, and unbalance response, especially considering the pedestal housings supporting tilting pad bearings. A test run of operating-speed, using tilting-pad bearing of actual use, showed that the vibration level increased very sharply as approaching the rated speed. The operating-speed balancing specified by API 684 was carried out by using influence coefficient method. The results showed that the vibrations at the bearing pedestal housings represented good levels of 0.1 mm/s. From the test run and operating-speed balancing, the analytical results, that is, critical speeds are in good agreement with the test results and unbalance responses introducing the correction masses are similar to the as-is test responses in its aspect.

1. 서 론

기계산업에서 흔히 사용하고 있는 탄소강은 용광로(고로)에서 철광석을 녹여 선철(pig iron)을 만든 후, 선철에서 불순물을 제거하는 제강공정을 거쳐 생산된다. 제강공정 시 불순물은 용선(molten pig iron)에 고압·고순도의 산소를 불어넣어 산화시켜 제거되며, 불순물 제거 정도에 따라 강의 품질이 결정된다. 이렇듯 산소는 철강의 기본적인 품질유지에 매우 중요한 역할을 한다. Fig. 1은 철강제품의 생산 공정도와 산소투입 위치를 나타낸 그림이다. 제강공정 시 많은 양의 고순도 산소를 필요로 하기 때문에 제철소에서는 산소공장을 독립적으로 운영하고 있다. 산소의 원활한 공급은 제강공정의 품질 뿐만 아니라 생산성에도 큰 영향을 주기 때문

에 산소공장의 부정기적인 가동정지 사고는 막대한 비용손실을 초래한다. 특히, 산소공장의 핵심설비인 공기터보압축기(ATC, air turbo compressor, 이하 ATC)는 공기의 압축과 이송을 담당하는 설비로서 운전 신뢰성이 극도로 보장되어야 한다. 현재 국내에서 가동 중인 P사의 ATC는 현장에서 20년 이상 운용 중에 있으나, 그간 진동문제로 많은 트러블과 가동중지 사고를 겪었다.

진동 트러블 해결을 위하여 원 제작사와 협의하였으나, 납기지연 및 과도한 비용요구 등으로 인하여 자체 해결을 시도하였다. 그러나 근본적인 해결점은 찾지 못한 채 많은 인력과 비용만 투입되었으며, 게다가 제작사로부터 설계특성 데이터를 제공받지 못함으로 인해 유지·보수에도 어려움이 있었다. 이러한 문제는 P사 뿐만 아니라 국내 기간산업에서 운전 중인 많은 핵심설비들이 안고 있는 문제이다. 제작 및 설계 등이 선진 메이커(maker)에 의존적이다 보니 트러블에

* 한국기계연구원 시스템디자인믹스연구실

† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr



Fig. 1 Manufacturing process of steel products

대한 대처능력이 떨어질 뿐만 아니라 유지·보수의 메이커 의존도가 높아지며, 특히 정격변화로 설비의 일부가 새로이 설계되거나 교체될 경우 주도권을 메이커에 빼앗겨 막대한 비용을 지불해야 하는 악순환이 계속되고 있다.

본 논문에서는 P사에서 운용 중인 ATC의 운전 신뢰성을 확보하기 위하여 ATC의 동역학 설계특성 분석과 진동저감 사례를 소개하고자 한다. 비록 제작사로부터 ATC에 대한 설계특성 데이터를 제공받지 못한 상태이나 실측과 운전데이터를 활용하여 동역학 해석을 수행하였으며, 그 결과는 현재 운용 중인 설비의 건전성을 평가하고, 유지·보수 및 트러블 해결의 지침으로 활용될 수 있을 것이다. 또한 현재 운전 중인 ATC의 진동저감을 위하여 운전속도 밸런싱(operating-speed balancing)⁽¹⁾을 수행하여 API (American Petroleum Institute, 미국석유화학협회) 규격에서 권고하는 진동 승인 기준을 만족한 사례를 보이고자 한다.

2. ATC 해석 모델링

2.1 로터 모델링

해석 대상 ATC 로터의 3차원 형상구조를 Fig. 2에 나타내었다. 제작사로부터 제공된 대략적인 도면과 실측을 수행하여 3차원 형상구조를 완성시켰다. 압축기 전체 길이는 4,030mm, 총중량은 약 3,002kg(구동커플링 포함), 정격속도는 7,097 rpm이다.

동역학적 특성분석을 위한 해석모델 구축을 위하여 임펠러와 커플링은 등가 집중질량과 관성모멘트로 치환하였으며,

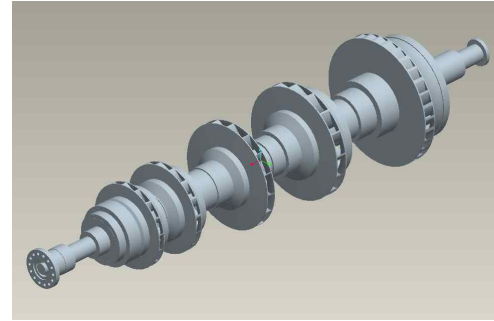


Fig. 2 Schematic 3D drawing of ATC rotor

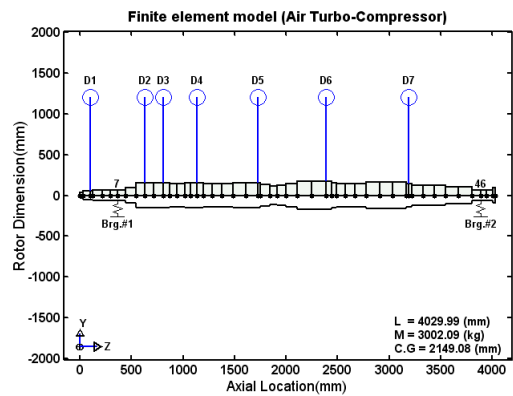


Fig. 3 Rotordynamic FE model of ATC rotor-bearing system (D1~D7 : concentrated mass)



Fig. 4 Modal testing of ATC rotor

Table 1 Comparison results of bending natural frequencies

Mode (Hz)	Modal Test	FE Model	Diff.(%)
1 st bending	83.0	84.4	1.7
2 nd bending	211.0	208.0	1.4
3 rd bending	306.0	301.0	1.6

※ boundary condition : free-free

로터 축은 빔(beam)요소로 모델링하여 최종 로터다이나믹 해석용 FE(finite element)모델을 Fig. 3과 같이 구축하였다⁽²⁾. 구축된 FE 해석모델을 검증하기 위하여 모달테스트(modal test)를 수행하였다(Fig. 4 참조). 로터를 매달아 놓은 상태에서 임팩트 해머와 가속도 센서를 이용하여 주파수 응답함수를 구하였다. Table 1에서 보는 바와 같이 제시한

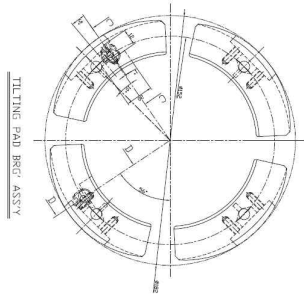


Fig. 5 Schematic drawing of tilting pad bearing

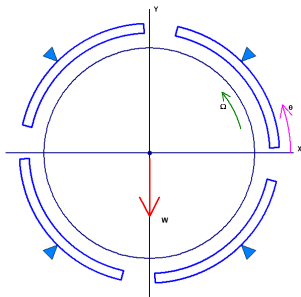


Fig. 6 Analytical model of tilting pad bearing

Table 2 Specification of the tilting pad bearings

Design parameters	Applied values	
Axial length, L	99mm	
Diameter, D	125mm	
Radial clearance, C_R	Avg.	
	0.1 mm	
Preload, m	0	
No. of pad	4 EA	
Pad arc	75°	
Pivot offset	0.567	
Lubricant viscosity	46cSt	
Load angle	270°	
Load (Load Between Pads)	Brg. #1	Brg. #2
	14,522N	14,916N

해석모델의 1, 2, 3차 굽힘 고유진동수가 모달테스트 결과와 거의 일치함을 알 수 있다(오차범위 : 2% 이내).

2.2 베어링 모델링

ATC에 적용된 베어링은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 4 패드(pad)를 가진 틸팅패드(tilting pad) 베어링이며, 베어링 해석을 위한 해석모델을 Fig. 6에 나타내었다. 정적해석(static analysis)을 수행한 후 베어링 부하하중을 산출하였으며, 이를 토대로 회전속도에 따른 강성 및 감쇠계수를 추출하였다. 베어링 해석에 적용된 작동오일은 ISO VG 46, 공급 오일 평균온도 40°C, 오일공급량은 6.0m³/h이며 기타 베어링 제원은 Table 2에 나타내었다.

3. 로터다이나믹 해석

로터다이나믹 FE 해석모델의 수치해석은 개개의 빔 요소, 등가질량·관성요소, 베어링 요소, 그리고 불균형 가진요소 등을 조합하여 얻어진 방정식으로부터 위험속도 및 모드해석, Campbell 선도, 불균형 응답해석 등을 수행하는 것이다.

3.1 위험속도 선도

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않은 상태에서 베어링의 지지위치와 강성에 따른 위험속도를 평가하는 방법으로 위험속도 선도가 사용된다. Fig. 7은 해석 대상 ATC의 1, 2, 3차의 정선회(1X-forward whirl) 위험속도를 나타내는 위험속도 선도로서, 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 정선회 위험속도를 우선적으로 파악하여야 한다. 위험속도 선도에서 실제 위험속도를 파악하기 위해서는 회전속도에 따른 베어링 등가강성 곡선을 그렸을 때 위험속도선과 교차되는 지점을 찾아야 하며, 교차점이 실제 위험속도가 된다. 해석결과, 1차 위험속도(1X)는 1,952rpm, 2차 위험속도는 약 6,144rpm으로서, 2차 위험속도는 정격속도 7,097rpm과 다

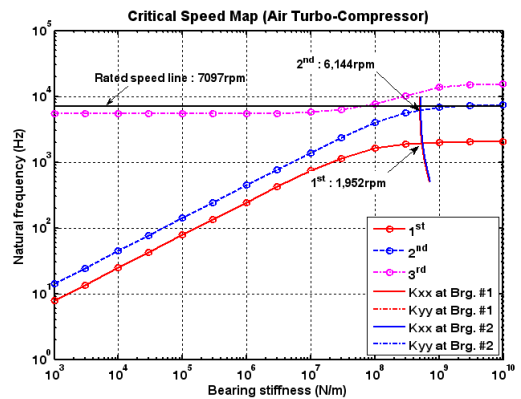


Fig. 7 Critical speed(1X) map of ATC rotor-bearing system

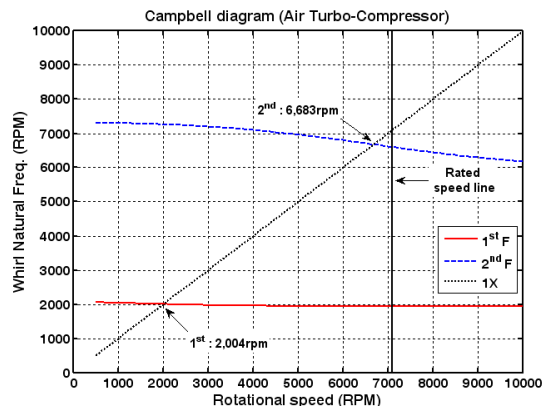


Fig. 8 Campbell diagram of ATC rotor-bearing system (F:forward)

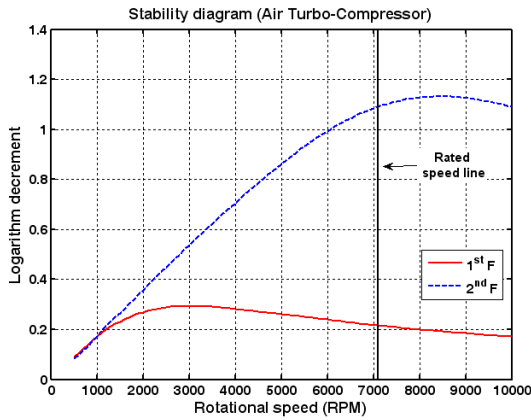


Fig. 9 Stability diagram of the turbo-compressor with average bearing clearance (F:forward)

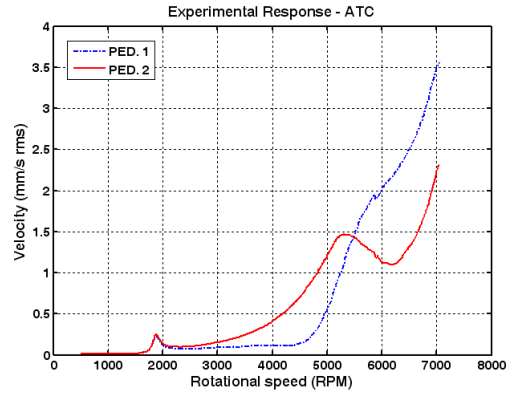
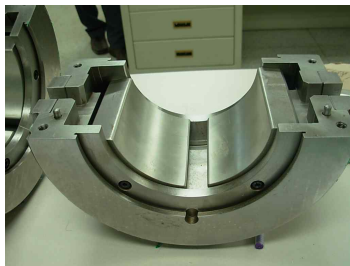


Fig. 11 As-is initial vibration measurements running up to rated speed

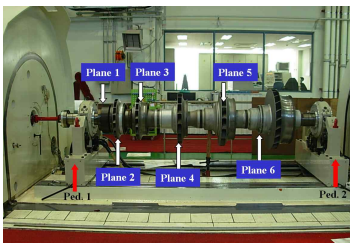
성을 보이기 때문에 불균형 제거를 위한 정밀 로터 밸런싱이 요구된다. 본 ATC 로터의 경우도, 정격속도 운전을 통해 불균형에 매우 민감한 특성을 보이고 있음을 확인하였고, 이와 관련된 내용은 4절에 기술한다.

4. 정격속도 운전 및 밸런싱

ATC 로터-베어링 시스템의 동적거동 관찰 및 밸런싱을 위하여 진공챔버에 로터시스템을 조립 설치하여 전 운전영역에서의 진동레벨을 측정하였다. 베어링은 실제 현장에서 적용하고 있는 4-패드 톨팅패드 베어링(Fig. 10(a)참조)을 사용하였으며, 로터의 진동은 베어링을 지지하는 피데스탈(Pedestal, 이하 PED.)에 설치된 속도센서로 측정된다. PED.의 위치와 영향계수 측정 및 교정을 위해 사용될 밸런싱 면의 위치를 Fig. 10(b)에 나타내었다.



(a)



(b)

Fig. 10 Tilting pad bearing & installation of ATC rotor-bearing system

소 인접해 있음을 알 수 있다.

3.2 캠벨선도(Campbell diagram) 해석

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하여 회전속도의 함수로 선회고유진동수(whirl natural frequency)를 Fig. 8에 나타내었다. 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 1X-동기회전수선과 교차되는 곳이 정선회 위험속도이다. 본 시스템의 경우 1차와 2차의 정선회 위험속도는 각각 2,004rpm과 6,683 rpm이며, 특히 2차 정선회 고유진동수와 정격속도가 매우 인접해 있음을 알 수 있다. 정격속도에서 대수감쇠율(logarithm decrement) 값이 API⁽³⁾ 기준 0.1을 상회하기 때문에 안정성은 보장되지만(Fig. 9 참조), 위험속도를 통과하거나 위험속도에 근접한 정격운전은 불균형에 기인한 진동에 취약한 특

4.1 정격속도 운전

Fig. 11은 밸런싱 수행 전 초기상태의 로터를 정격속도까지 상승시키면서 측정한 진동레벨(1X 성분)을 나타낸다. 측정된 진동응답으로부터, 1차 위험속도로 추정되는 1,900rpm을 통과하여, 5,000rpm 이후부터는 PED. 2에서의 진동이 급격히 증가하여 정격속도인 7,097rpm에서는 최대 3.5mm/sec 이상의 진동이 측정되었다. 정격속도 근방에서 불균형에 의한 진동이 확대됨을 알 수 있다. 또한 5,300rpm에서 2차 위험속도를 통과하는 특성을 보이고 있으며, 이는 3절에서 언급한 추정 2차 위험속도 6,600rpm과는 다소 차이가 있는 결과이다. 이러한 차이는 톨팅패드 베어링을 지지하는 PED.의 지지강성(support stiffness)에 의한 영향으로써, 그 영향에 대한 결과는 5절에서 언급한다. 정격속도에서 안정적인 운전을 위해서는 베어링 PED.에서 API 기준 1 mm/sec 이하의 진동레벨이 요구된다⁽³⁾. ATC 로터의 초기 상태 진동레벨이 API 기준을 초과하기 때문에 운전속도 밸런싱이 요구된다. 위험속도를 포함한 실제 운전속도에서 밸런싱하는 기법이

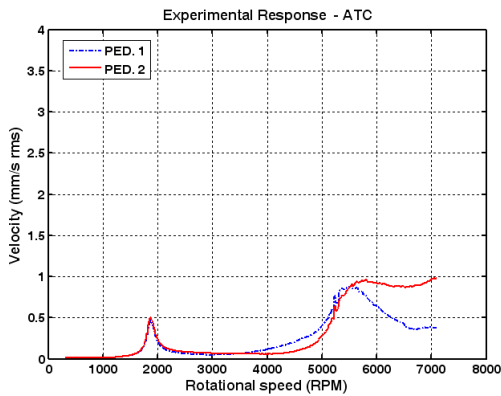


Fig. 12 Vibration measurements after balance corrections (reference speed : 5,200rpm)

운전속도 또는 고속 밸런싱이다⁽⁴⁾.

4.2 운전속도 밸런싱

운전속도 밸런싱은 API(American Petroleum Institute, 미국석유화학협회) 표준을 중심으로 1990년대 중반 이후부터 at-speed balancing(실제속도 밸런싱)이란 명칭으로 사용되어 왔으며, 최근 2000년대 초반부터는 보다 명확하게 운전속도를 강조하여 operating-speed balancing(운전속도 밸런싱)으로 개칭하여 사용되고 있다. 운전속도 밸런싱은 위험속도를 포함한 고속의 운전속도에서 밸런싱하는 기법으로써, 불균형에 대한 로터 민감도를 추출하는 방법에 따라 영향계수법(influence coefficient method)과 모달 밸런싱법(modal balancing method)을 흔히 사용한다⁽⁵⁾. 본 연구에서는 특정 회전속도에서 다수의 위치(밸런싱 면)에 차례로 시도질량(trial mass)을 부착하여 영향계수를 구한 후, 최종적으로 교정질량(correct mass)을 산출하는 영향계수법을 적용하여 운전속도 밸런싱을 수행하였다.

본 로터의 경우, 정격속도 근방에서 진동레벨이 급격히 상승하는 경향을 보이기 때문에 안전한 밸런싱 수행을 위하여 5,200rpm을 기준으로 1차 밸런싱을 실시하였다. Fig. 12는 1차 밸런싱 후, 정격속도까지의 로터 진동응답을 나타낸 것으로, 불균형 진동응답이 Fig. 10의 초기 응답에 비해 개선되었으며, 특히 정격속도까지의 진동 증가추세가 대폭 완화되었음을 알 수 있다. 비록 정격속도까지 진동레벨이 1mm/sec 미만으로 기준에는 적합하나, 현장에서 안정적인 운전을 고려하여 정격 운전속도까지 2차 밸런싱을 실시하였다. 정격운전속도 기준으로만 밸런싱 할 경우 다른 운전속도에서 진동응답이 커질 수 있기 때문에 전 운전영역에서 양호한 응답을 얻기 위하여 1,800rpm, 5,500rpm, 7,097rpm 즉, 다중 회전속도를 선택하여 2차 밸런싱을 수행하였다. 상이한 다중 운전속도에서 불균형 진동을 동시에 저감시키기 위해 다중 운전속도에서 영향계수를 종합하고 각각의 영향도를 적절하게 조정하는 최소자승(least square) 영향계수법이 사용되었다. 앞서 5,200rpm

Table 3 Balance planes and correction masses

Balance plane	Correction (Ref. speed : 5,250 rpm)			Correction (Ref. speed : 1,800rpm, 5,500rpm, 7,097rpm)		
	Mass (g)	Radius (mm)	Angle (deg)	Mass (g)	Radius (mm)	Angle (deg)
Plane 1	47.5	197.5	266	42.8	197.5	220
				47.5	197.5	266
Plane 2	82.0	220	70	52.7	220	38
Plane 3	-	-	-	50.3	242	78
Plane 4	99.9	277.5	60	27.3	277.5	108
Plane 5	100.4	190	260	42.8	190	260
				13.3	190	92

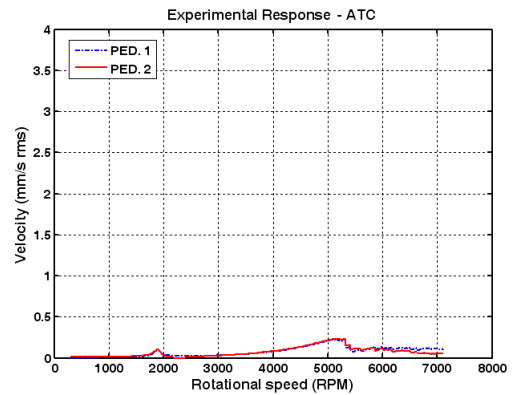


Fig. 13 Vibration measurements after balance corrections (reference speed : 1,800rpm, 5,500rpm, 7,097rpm)

에서의 밸런싱과 다중 회전속도에서의 밸런싱 결과로부터 계산된 최종 교정질량을 Table 3에 나타내었으며, 교정 후 정격속도뿐만 아니라 전 운전영역에 걸쳐 진동응답 레벨이 대폭 개선되었음을 Fig. 13으로부터 알 수 있다.

5. 결과 토의

정격속도 운전 및 밸런싱에 앞서 ATC 로터와 베어링의 해석모델을 개발하여 동역학적 특성을 사전에 분석하였다. 이론적 해석에서 1차와 2차 위험속도는 각각 약 2,004rpm과 6,683rpm으로 추정되었으나 정격속도 운전 실험결과는 이보다 다소 낮은 1,900rpm과 5,300rpm으로 각각 나타났다. 이러한 차이는 틸팅패드 베어링을 지지하는 PED의 지지강성에 의한 영향으로 발생한 오차로 판단된다. 이론해석의 경우, 베어링을 지탱하는 강성을 무한대로 가정하였으나, 실험에서는 베어링을 지지하고 있는 PED의 강성은 약 5×10^8 N/m의 지지강성을 가진다.

Fig. 14는 PED의 지지강성을 고려한 FE 모델로서, PED의 질량과 강성을 고려하여 재해석을 수행하였다.

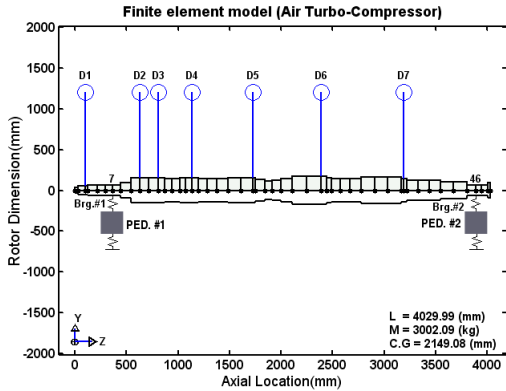


Fig. 14 Rotordynamic FE model of ATC rotor-bearing system considering pedestals

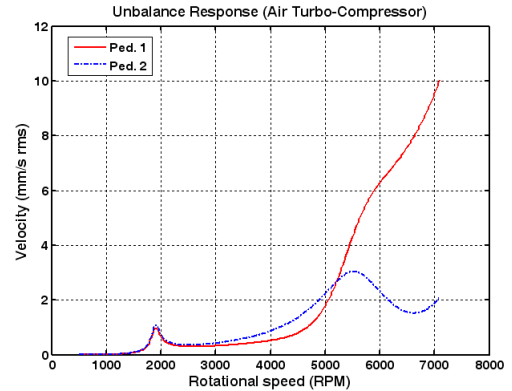


Fig. 16 Analytical results of unbalance response using the correction masses

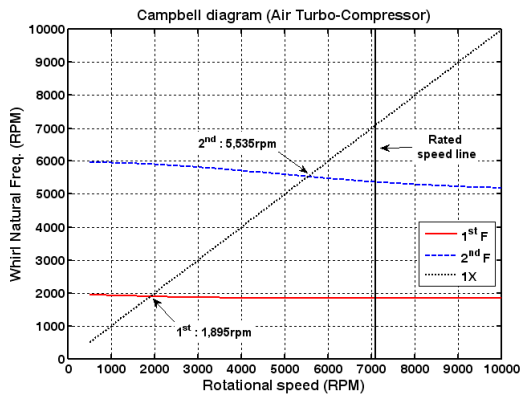


Fig. 15 Campbell diagram of ATC rotor-bearing system considering pedestal stiffness 5×10^8 N/m (F:forward)

해석결과 1차, 2차 위험속도는 각각 1,895rpm과 5,535rpm으로 추정되며(Fig. 15 참고), 이는 운전 실험결과와 유사함을 알 수 있다. 불균형 응답해석을 위하여 Table 3의 값을 이론해석에 적용한 후 그 결과를 초기 상태의 실험 진동응답(Fig. 11)과 비교·검토 하였다. 진동응답 레벨은 차이가 있으나 실험결과와 유사한 진동응답 형태를 보이고 있음을 Fig. 16으로부터 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 산소공장의 핵심설비인 ATC 로터-베어링 시스템에 대한 로터다이나믹 해석을 수행하였으며, 진동저감의 일환으로 운전속도 밸런싱을 수행한 사례에 대하여 기술하였다. 제작사로부터 설계특성 데이터를 제공받지 못하였다더라도 실측과 운전데이터를 활용함으로써 현재 운용 중인 ATC의 로터다이나믹 특성 해석을 수행할 수 있음을 보였다. 제시된 절차와 결과는 현재 운용 중인 설비의 건전성을 평가하고, 유지·보수 및 트러블 해결의 지침으로 활용될 수

있을 뿐만 아니라 설비 도입 시 제작사가 로터다이나믹 설계 절차를 충실히 이행하였는지 확인·분석하고 시정을 요구하는 자료로도 활용될 수 있을 것이다. 또한 위험속도를 통과하거나 위험속도에 근접한 정격운전을 가진 로터는 불균형에 기인한 진동에 취약한 특성을 보이기 때문에 불균형 제거를 위한 정밀 밸런싱이 요구된다. ATC 로터의 경우, API에서 제시한 운전속도 밸런싱을 적용하여 불균형에 의한 진동을 상당히 저감시켰으며, 현장 적용 후에도 기준이하의 진동 레벨을 유지하고 있음을 확인하였다.

후 기

산소공장의 주요 터보기계인 ATC 로터의 동역학 특성분석 및 운전속도 밸런싱에 연구비를 지원한 (주)포스코 광양제철소 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) API STANDARD 684, 2005, "Rotordynamics Tutorials: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsional, and Rotor Balancing"
- (2) 김병옥, 이안성, 이동환, 김영철, 2007, "회전기계의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 해석절차," 유체기계저널, Vol. 10, No. 5, pp. 64~73.
- (3) API STANDARD 617, 2002, "Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services".
- (4) 이안성, 김병옥, 2009, "정유공정 압축기의 10,500rpm 운전속도 밸런싱을 통한 MCS의 확장," 유체기계저널, Vol. 12, No. 6, pp. 41~46.
- (5) Darlow, M. S., 1988, Balancing of High-Speed Machinery, Springer-Verlag, New York.