

Test Rig 동특성 분석에 따른 밸런싱 기술 적용

Balancing Technic Based on Rotor Dynamics Analysis of Test Rig

황 덕 영[†] · 정 천 우^{**} · 박 인 선^{*} · 신 동 민^{*} · 송 진 석^{**}

Dukyong Hwang, Chonwoo Jung, Insun Park, Dongmin Shin and Jinseok Song

(Received December 7, 2016 ; Revised February 7, 2017 ; Accepted February 22, 2017)

Key Words : Rotor Dynamics(회전체 동특성), Critical Speed(위험 속도), Balancing(밸런싱)

ABSTRACT

The rotor dynamics and balancing technic for rotating equipment during engineering and manufacture stage are to be carefully considered in order to minimize the operation troubles regarding vibration during commissioning stage. In this paper, the test rig, which includes the disks as balancing plane, is designed and manufactured, so that the characteristic of rotor dynamics can be analyzed such as critical speed and mode shape. The critical speed predicted through natural frequency analysis is verified by the actual measurement on bearing housing vibration during start-up condition of test rig. The low speed balancing and the operating speed balancing test are performed respectively with consideration of first critical speed, and the residual unbalance amounts are estimated in accordance with the relevant method described in API standard. In addition, the single and dual plane balancing are carried out on main disk and trim disk depended on phase information at each balancing step.

1. 서 론

회전기계는 건설 및 산업 전분야에 대한 기반 기술일 뿐만 아니라 고부가가치 기계기술이며, 최근 산업계의 대형화와 고출력의 요구에 따라 새로운 설계와 개발이 진행되고 있다. 그러나 현장의 시운전 단계에서 회전기계 운전 시 성능, 소음, 진동 및 안정성 원인으로 많은 문제가 야기되고 있으며, 이와 같은 문제점을 해결하기 위해 원인 규명 및 회전체 rotor의 설계 변경 등을 포함한 시간 소모와 추가 구매 비용이 발생하고 있다.

Kim^(1,2) 등은 API 규격에 따라 설계되는 원심펌프와 compressor의 rotor dynamics 특성을 분석하였으며, Park⁽³⁾ 등은 회전기계 로터 시스템의 유한요소 모델링을 수행하였으며 실제 제작 및 실험을 수행한 모델과의 결과를 비교하였다. Lee⁽⁴⁾ 등은 compressor의 운전 속도 밸런싱 작업의 수행으로 기계적 불평형을 제거하고 로터의 신뢰도를 향상시켰으며, Everett L. J.⁽⁵⁾는 회전기계의 위상 정보 없이 수행하는 밸런싱 기법을 소개하였다.

이 연구에서는 모델링 작업을 통해 test rig를 설계 및 제작하였고, 앞선 연구에서 개발된 밸런싱 기법의 현장 적용을 위해 밸런싱 프로그램을 개발 및

[†] Corresponding Author; Member, R&D Division, Hyundai Engineering & Construction Company
E-mail : dyhwang@hdec.co.kr

^{*} R&D Division, Hyundai Engineering & Construction Company

^{**} Rotating Machinery Team, Hyundai Engineering Company

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2016 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

검증하였다. 이에 설계 단계에서 회전기계의 안정성 확보를 통해 시운전 단계에서 하자 및 운전 실패를 최소화하고, 불가피하게 발생하는 불평형 진동 관련 현장 문제점에 대해 효과적으로 대응할 수 있는 기술을 확보하고자 하였다.

우선 설계 단계에서 예측 가능한 회전체의 동특성 분석 기술을 확보하기 위해 회전체 test rig를 제작하였으며, API 코드에 기반하는 lateral vibration analysis를 수행하여 그 결과로 위험속도, 모드 형상, 불평형 응답 등을 분석하였다. 또한, test rig 운전 속도 변화에 따른 실제 진동 측정을 수행하였으며, 그 결과를 바탕으로 설계 단계에서 분석한 동특성 해석 결과를 검증하였다.

또한, 현장에서 회전기계의 불평형으로 인한 진동 문제에 대응하고 제작 마무리 단계에서 적용하는 밸런싱 기술을 이해하기 위해, test rig에 대한 저속 밸런싱과 운전 속도 밸런싱 작업을 각각 수행하였으며, 각 단계별 잔류 불평형을 측정하였다.

2. 회전체 Test Rig 설계

2.1 Test Rig 구성

Test rig는 중앙에 3개의 main disk가 설계되어 있으며, 밸런싱 과정에서 시도 중량 및 교정 중량 설치를 위한 밸런싱 hole이 적용되어 있다. 또한, 실제 현장에서 회전기계에 불평형 관련 진동 문제가 발생하였을 때, 기계 케이싱 분해 후 main disk에 접근하기 어려운 점을 고려하여, 현장 밸런싱 조건에 부합할 수 있도록 커플링 주변에 trim disk를 추가로 적용하였다.

회전체 로터는 볼 베어링(6204ZZ)에 의해 양단이 지지되어 있으며, 유도전동기는 운전 속도를 제어

할 수 있도록 속도 컨트롤 시스템이 함께 설계되었다.

2.2 동특성 분석

설계 단계에서 test rig의 동특성을 분석하기 위해, lateral vibration analysis를 수행하였다. 위험 속도의 검증 및 밸런싱 기술 연구는 test rig 로터에 한정되며, 전동기의 로터는 강체 모드로 고려함에 따라, lateral vibration analysis의 모델에는 포함하지 않았다. Balancing disk는 3차원 형상 통해 계산된 질량 특성을 집중 질량과 관성 모멘트로 입력하였으며, shaft는 빔(beam) 요소로 모델링하여 lateral vibration analysis 해석을 위한 FE(finite element) 모델을 Fig. 3과 같이 작업하였다.

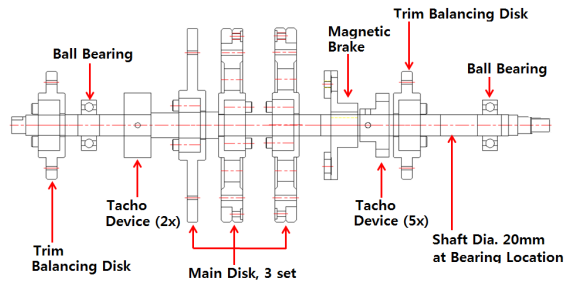


Fig. 2 Schematic structure of test rig

Table 1 Specification of test rig

Item	Specification	Remark
Rotor weight	6.46 kg	AL 6061
Operating speed	0 r/min ~ 6000 r/min	-
Bearing span	496 mm	-
Disk	Main disk, 3 EA	Dia. 180 mm
	Trim disk, 2 EA	Dia. 100 mm
Coupling	Flexible	-
Bearing	6204ZZ / 6204ZZ	DE / NDE
Induction motor	0.4 kW, 2P, 60 Hz	TEFC

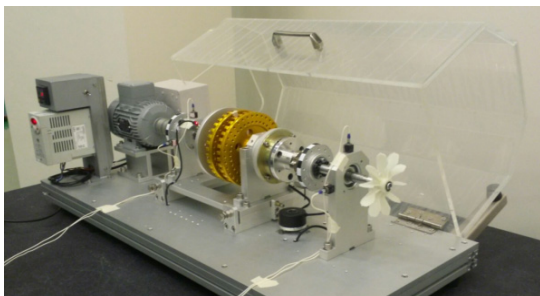


Fig. 1 Test rig

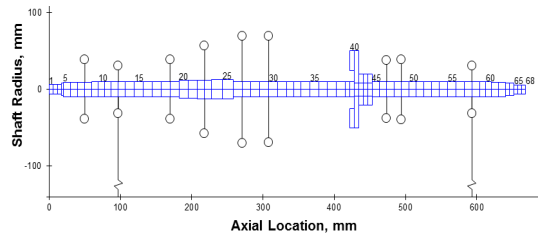


Fig. 3 FE model of test rig

베어링 상수는 회전체의 동특성을 예측하는데 필요한 가장 중요한 인자이며, 볼 베어링의 경우 그 기하학적 대칭성으로 인해, 강성은 X, Y 방향의 값이 항상 동일하게 계산되며, 감쇠는 매우 낮게 평가된다. Table 2에 명기된 볼 베어링(6204ZZ)의 사양과 각 베어링에 적용되는 하중에 따라 베어링 상수를 Table 3과 같이 산출하였다.

Test rig의 모델링 완료 후, 베어링 설계 위치와 load에 따른 베어링 상수를 평가하였으며, 그 강성에 따른 위험속도를 평가하기 위해서, Fig. 4와 같이 undamped critical speed map을 작성하였다. 또한, Fig. 5의 Campbell diagram과 같이 고유진동수 분석을 수행하여, test rig의 첫 번째 고유진동수(forward)를 약 4250 c/min으로 예상하였다. 불평형이 있는 회전체의 경우 1× filtered vibration 성분이 탁월한 점을 고려하여, 1× 운전 속도에 대한 synchronous line을 적용하였을 때, test rig의 위험 속도는 4250 r/min 부근으로 예상된다.

모드 분석을 통해 위험 속도 부근에서 운전 시 로터 축 방향 위치에 따른 상대 변위를 예측할 수 있으며, test rig의 모드의 경우 Fig. 6에서와 같이 3차 모드까지 그 형상을 확인하였다. 실험 대상의 test rig의 1차 모드는 shaft 중앙의 변위가 크게 나타나는 bending mode이며, 밸런싱 작업 시 실험 및 교정 중량의 위치 결정에 활용하고자 한다.

Table 2 Bearing coefficients for ball bearing

Item (6204ZZ)	Specification	Unit
Number of balls	8	ea
Ball diameter	7.938	mm
Pitch diameter	33.5	mm
Race curvature	0.55	-
Design contact angle	0.94	deg
Internal clearance	88.9	μm
Ball density	7810	kg/m^3

Table 3 Bearing coefficients for ball bearing

Location	Loads	Kxx, N/m	Cxx, N-s/m
Drive end	37.3 N	1.216E+07	5.253E+02
Non drive end	26.1 N	1.080E+07	5.253E+02

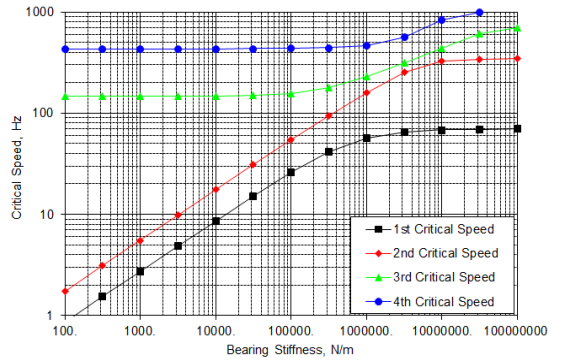


Fig. 4 Undamped critical speed map

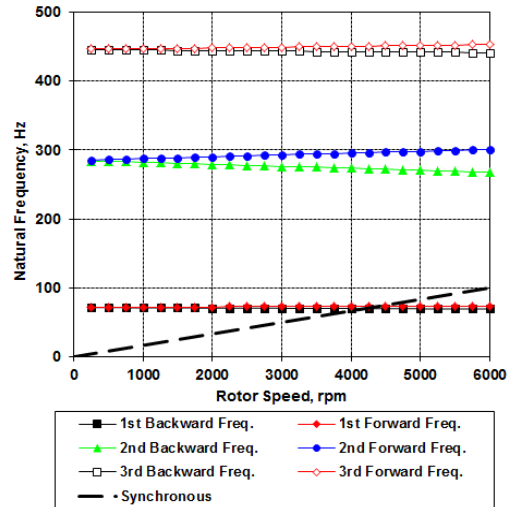


Fig. 5 Damped natural frequency map

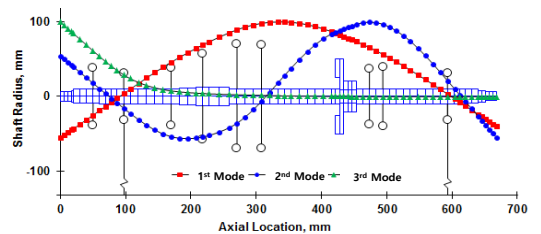


Fig. 6 Mode shape

3. 위험속도 검증

밸런싱 작업 이전에 test rig의 설계 및 제작 과정의 적정성을 검증하기 위해 실제 위험 속도를 측정하였다. 측정 방법은 Table 4와 Fig. 7과 같이 각 베

어링 하우스 위치에서 가속도계(BK, 4533)를 설치하여 진동을 측정하였으며, main disk 위치에 Tacho Probe(BK, 2981)를 설치하여 위상(속도)정보를 취득하였다.

Test rig의 위험 속도 측정을 위해 500 r/min에서부터 5000 r/min까지 등가속도 과정에서 진동을 측정하였으며, Fig. 9와 같이 3D contour plot 형식으로 표현하였다. 확인 결과, 4300 r/min 주변에서 진동이 증가하고 있으며, 해당 결과는 설계 단계에서 예측한 위험 속도, 4250 r/min과 매우 유사한 수치로서, 이를 통해 test rig의 설계 내용이 제작 과정에 적절히 반영되었음을 검증할 수 있었다.

4. 밸런싱 테스트

4.1 밸런싱 테스트 개요

회전체의 실제 제작 시 발생하는 가공 오차, 불

트, 너트, 용접 부위 등의 변화에 따른 불규칙성으로 인해 불평형이 발생하게 되며, 밸런싱 작업은 이러한 불평형을 제거하거나 보상하는 기술이다. 밸런싱 작업은 회전체의 운전 속도 영역이 고유진동수보다 낮게 설계된 강성 회전체(rigid rotor) 영역에서 수행하는 저속 밸런싱과, 회전체의 운전 영역이 첫 번째 위험속도보다 높게 적용된 탄성 회전체 (flexible rotor) 영역에서 수행하는 운전 속도 밸런싱(operating speed balancing)으로 구분할 수 있다⁶⁾.

저속 밸런싱은 로터가 변형 없이 강체 모드를 유지한다는 가정 하에 이루어지는 방법으로 임의의 교정면에서 정역학적으로 등가의 교정 중량으로 불평형을 상쇄하는 밸런싱 방법이다. 그러나, 기동 및 정지 시 위험속도를 통과하거나 운전 시 위험 속도 부근에서 로터의 굽힘이 발생하는 유연 로터 (flexible rotor)의 밸런싱에는 적합하지 않은 기술이며, 이러한 이유로 실제 운전 속도 밸런싱 작업을 수행하게 된다⁷⁾.

이 연구에서는 저속 밸런싱 작업과 운전 속도 밸런싱 작업을 순차적으로 진행하였으며, 각 작업 단계에서 API 617, Annex A에서 제시한 방법으로 잔류 불평형량을 측정하였다.

또한, 현장에서 시운전 시 회전기에 설치된 machine monitoring system을 통해 진동 진폭에 대한 time trend data만 취득이 가능한 경우를 고려하여, 위상 정보가 없을 경우 수행하는 단면, 다면 밸런싱 연구가 함께 진행되었다.

모든 밸런싱 작업 시 교정 중량과 위치를 산출하는 과정은 영향 계수법을 기반으로 하여 자체 개발한 in-house program을 이용하여 이루어졌으며, 해당 결과는 밸런싱 관련 상용 소프트웨어(B&K, 7790) 산출 결과에 의해 검증되었다. 밸런싱 검증

Table 4 Vibration test set up

FFT properties	
Frequency span	800 Hz
Resolution (Δf)	1 Hz
Start RPM	500 r/min
Interval RPM	20 r/min
End RPM	5000 r/min

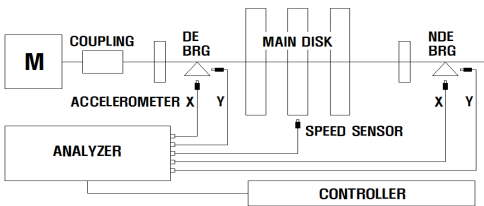


Fig. 7 Measurement schematic for test rig

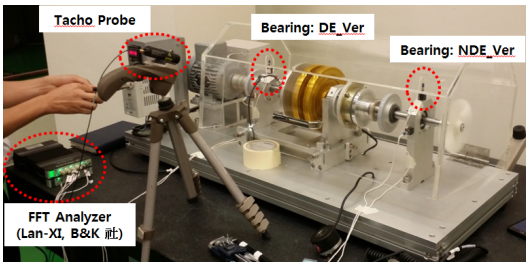


Fig. 8 Vibration measurement for test rig

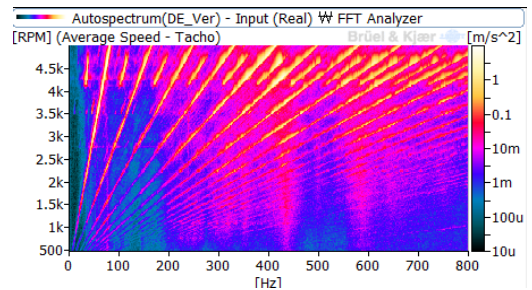


Fig. 9 Measured Campbell diagram

절차의 비교는 Fig. 10의 절차로 수행되었다.

4.2 단면 밸런싱

밸런싱 교정 방법은 베어링 지지대에 설치된 진동 센서로부터 진동 크기와 위상을 측정하고 영향 계수 법을 이용하여 교정 질량을 계산한다. 단면 밸런싱의 경우, Fig. 11과 같이 main disk를 교정면으로 하여 수행되었다. 한편, 현장에서는 main disk로의 접근 용이성이 확보되지 않는 점을 고려하여, DE/NDE측 trim disk 역시 단면 밸런싱의 교정면으로 가정하여 작업을 수행하였다.

평가된 교정 중량의 크기와 위치 및 적용 전후 진동 크기는 Table 5와 같이 정리하였으며, 동시에 영향 계수 법에 의한 in-house program 검토 결과 유사한 교정 중량의 크기와 위치를 평가할 수 있었다.

Test rig의 1000 r/min, 저속 밸런싱 작업 결과를 바탕으로, 첫 번째 위험속도인 4300 r/min보다 높은 5000 r/min에서 운전 속도 밸런싱 작업이 Table 6과 같이 수행되었다. 운전 속도 밸런싱 과정에서도 상용 소프트웨어에서 평가 결과와 영향 계수법에 의한 in-house program 검토 결과가 유사한 교정 중량의 크기와 위치로 평가되었다.

4.3 다면 밸런싱

실제 회전기계 제작 또는 설치 과정에서는 각 축

정면에서의 불평형의 크기와 위상이 상이한 동적 불평형(dynamic unbalance) 현상이 일반적으로 발생하며, 이를 제어하기 위해서는 다면 밸런싱 작업이 요구된다. 이에 따라 Fig. 12와 같이 test rig의 main disk와 NDE측 trim disk를 교정면으로 지정하여 다면 밸런싱 작업을 수행하였다.

교정면의 수만큼 시도 중량을 부착 후 베어링 하우징에서의 진동을 측정하여 평가하는 다면 밸런싱 작업을 수행하였으며, 상용 소프트웨어에서 평가된 각 교정면에서의 교정 중량의 크기와 위치 및 적용 전후 진동 크기는 Fig. 13과 Table 7과 같이 정리하였다. 동시에 영향 계수법에 의한 in-house program

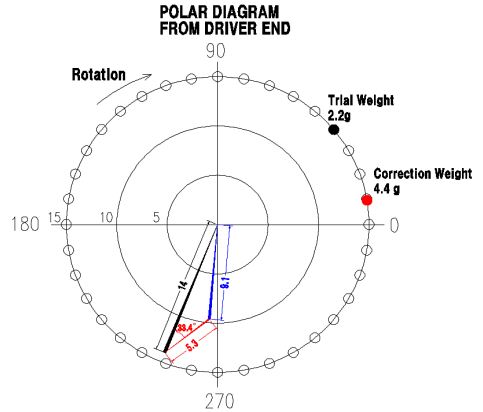


Fig. 11 Single plane balancing on main disk

Table 5 Results of single plane balancing at 1000 r/min

Plane location	Vibration	Correction weight	
		Software	In-house
Initial run	9.13 mm/s ² ∠ 261°	-	-
Main disk	0.82 mm/s ² ∠ 255°	4.37g @ 10°	4.4g @ 9°
Trim disk (DE)	0.81 mm/s ² ∠ 188°	10.29g @ 0°	10.3g @ 358°
Trim disk (NDE)	2.8 mm/s ² ∠ 231°	17.1g @ 0°	16.2g @ 356°

Table 6 Results of single plane balancing at 5000 r/min

Plane location	Vibration	Correction weight	
		Software	In-house
Initial run	5.1m/s ² ∠ 110°	-	-
Main disk	1.4m/s ² ∠ 73°	2.11g @ 180°	2.1g @ 180°

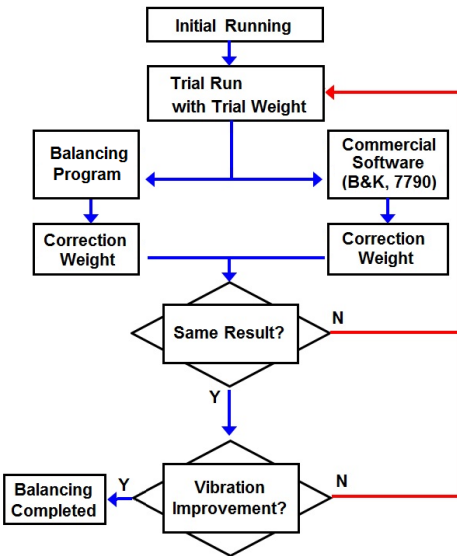


Fig. 10 Work flow for balancing test

검토 결과 유사한 교정 중량의 크기와 위치가 평가되었다.

Test rig의 1000 r/min에서의 저속 밸런싱 작업 결과를 바탕으로, 첫 번째 위험속도보다 높은 5000 r/min에서 다면 운전 속도 밸런싱 작업이 Fig. 14와 Table 8과 같이 수행되었다. 운전 속도 밸런싱 과정에서도 상용 소프트웨어에서 평가 결과와 영향 계수 법에 의한 in-house program 검토 결과가 유사한 교정 중량의 크기와 위치로 평가되었다.

4.4 단면, 다면 밸런싱(Without Phase)

현장에서 회전기계에 설치된 machine monitoring

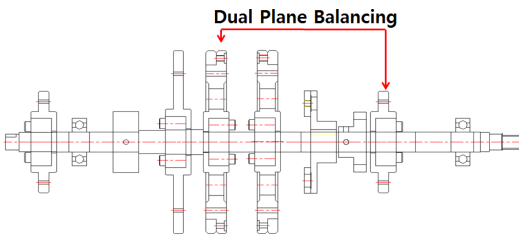


Fig. 12 Plane arrangement for dual plane balancing

system을 통해 진동 진폭에 대한 trend data만 취득이 가능한 경우를 고려하여, 위상 정보가 없을 경우 수행하는 밸런싱 연구가 함께 진행되었다.

위상 정보 없이 수행하는 단면 밸런싱 작업은 Fig. 15와 같이 main disk 위치에서 수행되었으며, 총 3회의 시도 중량 적용에 의한 교차점을 바탕으로 교정 중량 데이터를 취득할 수 있었다. Table 9와 같이 위상 정보 없이 진행하는 밸런싱 작업 수행 후 진동이 저감되는 것을 확인할 수 있었다.

한편, 위상 정보 없이 수행하는 다면 밸런싱 작업은 main disk와 NDE측 trim disk의 위치에서 수행되었으며, 6회의 시도 중량 적용에 의한 교차점을 바탕으로 Figs. 13~16과 같이 교정 중량 데이터를 취득할 수 있었다. 밸런싱 작업 후 Table 10에서와 같이 각각의 측정면에서의 진동이 저감되는 것을 확인할 수 있다.

4.4 잔류 불평형 평가

회전기계에서 잔류 불평형(residual unbalance)이란 로터의 밸런싱 등급에 의해서 정해지는 로터의 허용 불평형 편심량과 그 로터의 유효 질량에 의해

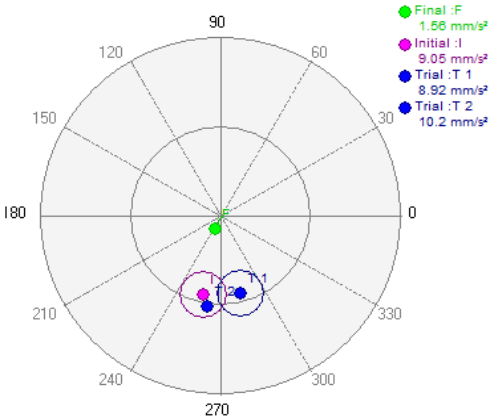


Fig. 13 Dual plane balancing on main disk at 1000 r/min

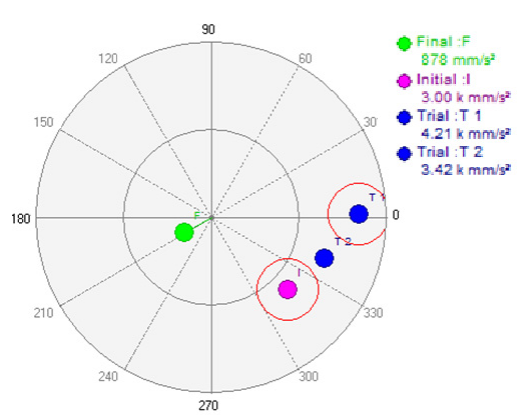


Fig. 14 Dual plane balancing on main disk at 5000 r/min

Table 7 Results of dual plane balancing at 1000 r/min

Plane location	Vibration (final run)	Correction weight	
		Software	In-house
Main disk	1.56 mm/s ² ∠ 250°	7.85g @ 20°	7.84g @ 25°
NDE trim disk	0.67mm/s ² ∠ 218°	9.14g @ 210°	8.9g @ 208°

Table 8 Results of dual plane balancing at 5000 r/min

Plane location	Vibration (final run)	Correction weight	
		Software	In-house
Main disk	0.87m/s ² ∠ 210°	0.73g @ 350°	0.7g @ 14°
NDE trim disk	0.27m/s ² ∠ 17°	3.24g @ 0°	3.3g @ 0°

평가된 크기이며, 앞 절에서 이루어진 밸런싱 작업 결과를 바탕으로 각 단계별로 잔류 불평형 크기를 평가하였다.

잔류 불평형량 측정을 위한 교정면은 main disk 로 적용하였으며, API 610, 617에 언급된 방법에 따라 360° 기준으로 6점을 등간격⁽⁸⁾으로 시도 중량을 부착하여 Fig. 20과 같이 각 지점마다 진동 응답을 측정하였다.

한편, 첫 번째 위험속도보다 운전 속도가 높은 유

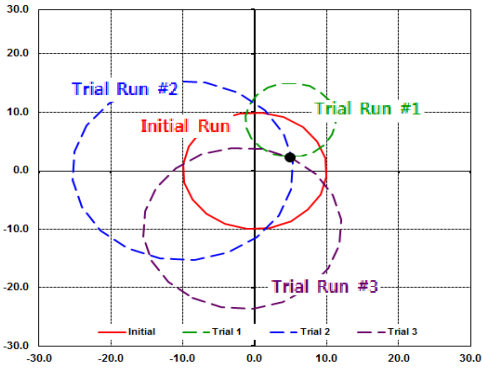


Fig. 15 Single plane balancing without phase on main disk at 1000 r/min

Table 9 Results of single plane balancing without phase at 1000 r/min

Plane location	Vibration		Correction weight
	Before	After	
Main disk	9.13 mm/s ²	4.17 mm/s ²	7.1g @ 24°

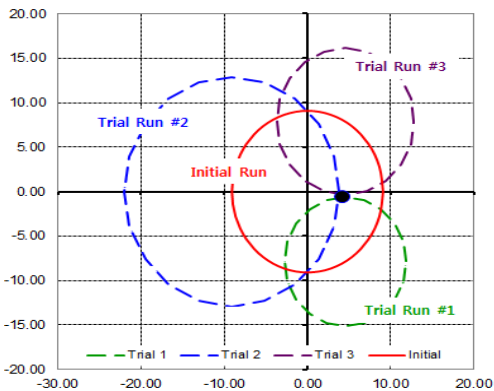


Fig. 16 Dual plane balancing without phase on main disk with weight on main disk at 1000 r/min

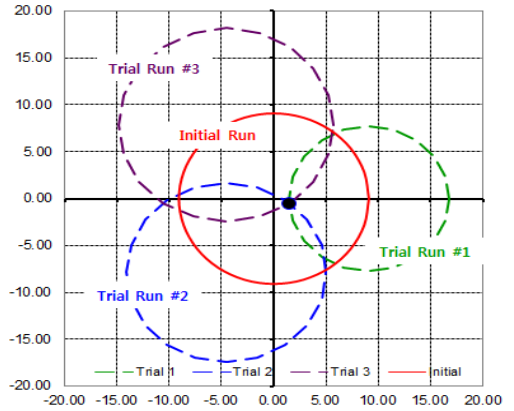


Fig. 17 Dual plane balancing without phase on main disk with weight on NDE trim disk at 1000 r/min

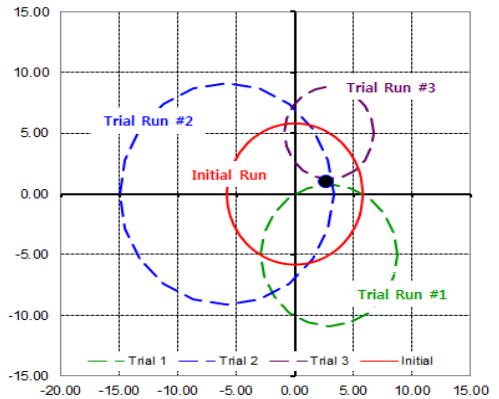


Fig. 18 Dual plane balancing without phase on NDE trim disk with weight on main disk at 1000 r/min

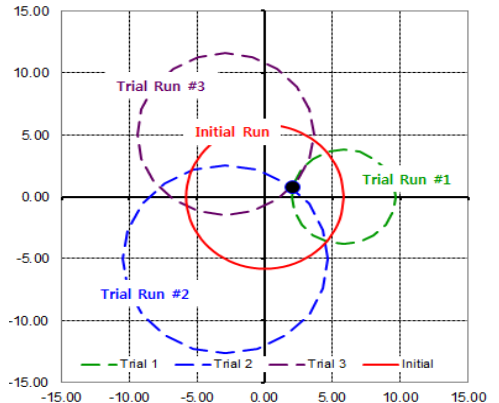


Fig. 19 Dual plane balancing without phase on NDE trim disk with weight on NDE trim disk at 1000 r/min

Table 10 Results of dual plane balancing without phase at 1000 r/min

Plane location	Vibration		Correction weight
	Before	After	
Main disk	11.5 mm/s ²	1.04 mm/s ²	11.2g @ 320°
NDE trim disk	4.56 mm/s ²	1.07 mm/s ²	12.4g @ 135°

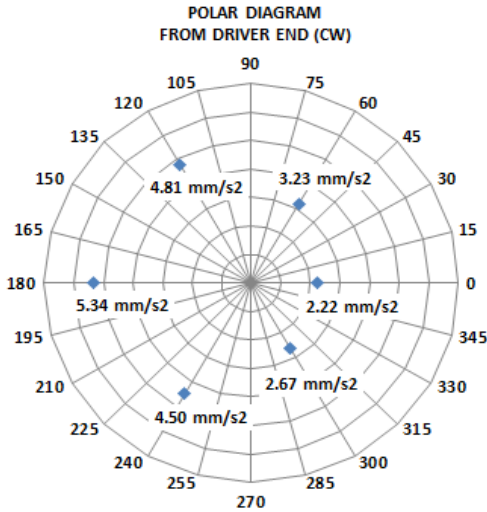


Fig. 20 Residual unbalance amount measurement on measuring plane of drive end

Table 11 Residual unbalance amount on DE

Test	Balancing grade	Amount
After low speed balancing	ISO G 16	74.9 g.mm
After high speed balancing	ISO G 16	96.6 g.mm

연속으로 설계된 회전기계의 밸런싱 작업 과정의 경우, 저속 밸런싱 작업 후 운전 속도 밸런싱 과정에서 진동 기준치를 만족하기 위해 교정 질량을 신규로 부착해야 한다. 이러한 이유로 운전 속도 밸런싱 작업 완료 후의 잔류 불평형은 저속 밸런싱 과정에서의 잔류 불평형 양보다 일반적으로 높게 평가되며, 밸런싱 등급 역시 변하게 된다. 이에 운전 속도 밸런싱이 요구되는 산업용 펌프, 압축기 등의 기계는 운전 속도 밸런싱 작업 완료 후 저속에서 측정된 잔류 불평형의 허용 기준치를 기계 제작의 신뢰성의 척도로 적용하지 않는다⁹⁾. 다만, 참고용으로 일부 압축기 제조사들은 운전속도 밸런싱 작업 후 잔류 불평

형 허용 기준치를 ISO G 2.5를 제시한다.

이 연구에서는 운전 속도 밸런싱 전후 단계에서 잔류 불평형량을 측정하여, 작업 완료 후 불평형량이 증가하는 정도를 Table 11과 같이 정리하였다. 일반 산업용 펌프, 압축기의 밸런싱 ISO G 2.5, 6.3 등급을 기준으로 제작되나¹⁰⁾, 이 연구 목적으로 제작된 test rig의 경우 밸런싱 작업 후 잔류 불평형이 ISO G 16 등급으로 평가되었다.

5. 결 론

이 연구에서는 회전체의 동특성을 이해하기 위해 test rig를 제작하였으며, 위험속도를 예측하고, 실제 측정을 통해 검증하였다. 그리고 저속 밸런싱과 고속 밸런싱을 각각 수행하고 잔류 불평형에 따른 등급을 측정하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) Main disk와 trim disk로 구성된 test rig를 설계하였으며, 회전체 로터는 볼 베어링에 의해 지지되어 있다. 설계 단계에서 test rig의 동특성을 분석하기 위해, 베어링 상수 평가를 통한 lateral vibration analysis를 수행하였으며, 그 결과 4250 r/min 주변에서 첫 번째 위험속도가 예측되었다.

(2) 밸런싱 작업 이전에 test rig의 설계 및 제작 과정의 적정성을 검증하기 위해, 500 r/min에서부터 5000 r/min까지 등가속도 과정에서 베어링 하우징에서의 진동을 측정하였으며, 그 결과 4300 r/min 주변에서 진동이 증가하는 위험속도를 확인할 수 있었다. 설계 단계에서 예측한 4250 r/min의 위험속도와 매우 유사한 결과가 나타났다.

(3) Test rig의 저속 밸런싱 작업과 운전 속도 밸런싱 작업이 순차적으로 진행되었으며, 각 작업 단계에서 API 코드에 준하는 방법에 따라 잔류 불평형량을 측정하였으며, 그 결과에 따라 밸런싱 등급을 부여하였다.

(4) 각 단계 별로 단면 밸런싱, 다면 밸런싱 작업이 수행되었으며, 단면 밸런싱 작업 시 교정 중량과 위치를 산출하는 과정은 직접 in-house program을 이용하여 이루어졌으며, 해당 결과는 밸런싱 관련 상용 소프트웨어 산출 결과에 의해 검증되었다.

(5) 현장에서 위상 정보 없이 진동 크기에 대한 trend data만 취득이 가능한 경우를 고려하여, 위상

정보가 없을 경우 수행하는 단면, 다면 밸런싱 작업에 대한 결과를 검증하였다.

(6) Test rig의 운전 속도 밸런싱 전후 단계에서 잔류 불평형량을 측정하였으며, ISO G 16 등급으로 평가되었다.

References

(1) Kim, O. K., 2011, Rotor Dynamic Characteristics Analysis for API 610 BB5 Pump Development, Journal of Fluid Machinery, Vol. 14, No. 4, pp. 38~44.

(2) Kim, O. K., 2009, A Rotor Dynamic and Stability Analysis of Process Gas Turbo-compressor in Accordance with API 617 Standard, Journal of Fluid Machinery, Vol. 12, No. 5, pp. 47~53.

(3) Park, H. K., 2006, Three-dimensional Rotordynamic Analysis Considering Bearing Support Effects, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 105~113.

(4) Lee, D. H., 2004, A Study of High-speed Vacuum Balancing for 38M6 Recycle Compressor, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 657~662.

(5) Everett, L. J., 1987, Two-plane Balancing of a Rotor System Without Phase Response Measurements, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 109, No. 2 pp. 162~167.

(6) API Standard 617, 2014, Axial and Centrifugal Compressors and Expanders-compressors, 8th Ed.

(7) Lee, A. S., 2006, Operating Speed Balancing, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 3, pp. 3~9.

(8) API Standard 610, 2010, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries, 11th Ed.

(9) API Recommended Practice 684, 2010, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals and Rotor Balancing, 2nd Ed.

(10) ISO 1940-1 2nd, Mechanical Vibration-balancing Quality Requirements for Rotors in a Constant(rigid) State - Part 1: Specification and Verification of Balance Tolerances.



Duk-Young Hwang received M.S. degree in Mechanical Engineering from Hanyang University in 2012 and 2014. He is a research engineer at Research & Development Division of Hyundai Engineering & Construction Company, Korea.

His research interests are sound and vibration in construction industry.



Cheon-Woo Jung received M.S. degree in Architectural Environment & Installation from Hanyang University in 2008. Currently He is an engineer of Hyundai Engineering, Korea. His business area is noise & vibration for rotating machinery

and design of rotating machinery in process plant.



In-Sun Park received his Ph.D. degree in Environmental Engineering from Yonsei University, Korea, in 2007. Currently He is a research engineer of Hyundai Engineering & Construction Company, Korea.

His research interests are Environmental noise and Mechanical vibration.



Dong-Min Shin received M.DSc. degree in Acoustics from Sydney University in 2011 and 2012. He is a research engineer at Research & Development Division of Hyundai Engineering & Construction Company, Korea. His

research interests are sound and vibration in construction industry.



Jin-Suk Song received B.S. degree in Mechanical Engineering from Chung-Ang University in 2014. Currently He is an engineer of Hyundai Engineering, Korea. His business area is noise & vibration for rotating machinery and design

of rotating machinery in process plant.